

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

**Návrh překladače pro manipulaci se sochory  
mezi valníky a odkládacím roštem**

The Design of reloader for manipulation with  
billets between conveyors and storage grid.

Student:

Patrik Debrecký

Osobní číslo:

DEB0007

Vedoucí práce:

Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.

Ostrava 2020

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Patrik Debrecký**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace:

21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma:

Návrh překladače pro manipulaci se sochory mezi valníky a odkládacím roštem.

The Design of Reloader for Manipulation with Billets Between  
Conveyors and Storage Grid

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte konstrukční řešení překladače sochorů, který bude sloužit k opakovanému překládání sochorů mezi valníky a odkládacím roštem. Kruhové sochory jsou průměru od 100 mm do 300 mm a čtvercové sochory jsou rozměru 70x70 mm až 240x240 mm. Délkové rozpětí je 3 až 12,5 m. Navržená konstrukce musí umožnit zvednutí a případně vyrovnaní i šikmě položeného sochoru. Výsledné řešení má být kompatibilní se současnou výrobní linkou. Navrhněte variantní řešení a pro vybranou variantu zpracujte 3D model. Navržené řešení zkontrolujte návrhovými a kontrolními výpočty, případně kontrolní analýzou v softwaru. Pro řešení zpracujte výkresovou dokumentaci dle upřesnění vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a. s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3

MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Tomáš Kubín, Ph.D.**

Datum zadání: 20.12.2019

Datum odevzdání: 18.05.2020



doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.  
*vedoucí katedry*



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
*děkan fakulty*




#### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil vstupní data firmy TŘINECKÁ PROJEKCE a. s., Třinec, firma s jejich zveřejněním souhlasí.

V Ostravě dne 18. května 2020.



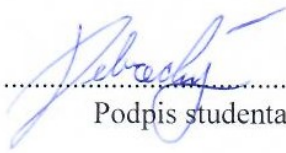
.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou\*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou\*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18. května 2020.

  
.....  
Podpis studenta

Prohlášení spolupracující osoby

Souhlasím se zveřejněním této bakalářské práce dle požadavků čl. 26, odst. 9 Studijního a zkušebního řádu pro studium v bakalářských studijních programech VŠB-TU Ostrava.

Spolupracující firma:  
(název a sídlo, případně IČO)

**TŘINECKÁ PROJEKCE, a.s.**  
**Míru 274, Kanada**  
**739 61 Třinec**  
**IČ: 47677741**

Jméno a příjmení oprávněné osoby: **Ing. Stanislav Smiga**

V Ostravě dne 18. května 2020.



Podpis oprávněné osoby  
(případně razítko)

## Anotace

DEBRECKÝ, P. Návrh překladače pro manipulaci se sochory mezi valníky a odkládacím roštem: bakalářská práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2020, 54 s. Vedoucí práce: KUBÍN, T.

Bakalářská práce se zabývá návrhem překladače sochorů. Zadání práce pochází z firmy TŘINECKÁ PROJEKCE a. s. V práci je řešený návrh překladače a návrhové výpočty s ohledem na jeho umístěním do stávající výrobní linky. Model je zhotoven v programu Autodesk Inventor Professional 2018. Výstupem práce je konstrukční řešení překladače, výpočetní MKP simulace u ramene překladače a výkresová dokumentace.

## Annotation

DEBRECKÝ, P. The Design of Reloader for Manipulation with Billets Between Conveyors and Storage Grid: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2020, 54 p. Thesis head: KUBÍN, T.

The bachelor thesis deals with the design of the billet reloader. The assignment of the work comes from TŘINECKÁ PROJEKCE a. s. In bachelor thesis is solved design of billet reloader and designing calculations with considering its placement in the existing production line. The model is made in Autodesk Inventor Professional 2018. The output of the work is the design solution of the reloader, computational MKP simulation of the reloader arm and technical drawing documentation.

## Obsah

Úvod.....	11
1 Upřesnění zadání.....	12
1.1 Dostupná provedení.....	13
2 Výroba sochorů.....	15
3 Návrhy provedení překladače .....	16
3.1 Koncepty posuvného mechanismu .....	16
3.2 Koncepty zvedání .....	18
3.3 Výběr z konceptu.....	19
4 Návrh .....	21
4.1 Návrh vozíku .....	21
4.2 Návrh ramene .....	24
4.3 Upevnění překladače do základů.....	31
4.4 Popis funkce překladače .....	31
5 Výpočty a specifikace komponent.....	32
5.1 Určení zatěžujících sil .....	32
5.2 Volba, výpočet a specifikace použitých komponent .....	35
6 MKP analýza.....	42
7 Návrh údržby .....	47
8 Porovnání s provedením Třinecké projekce .....	48
Závěr .....	49
Poděkování.....	50
Seznam obrázků .....	51
Literatura .....	53
Seznam příloh .....	54



## Seznam použitého značení

Symbol	Slovní označení	Jednotka
C	základní dynamická únosnost	kN
D	průměr	mm
F	Zatěžující síla	N
$F_N$	normálová síla	N
$F_v$	valivý odpor	N
$F_{vkg}$	nosnost hydraulického válce pro výsun	kg
$F_{zkg}$	nosnost hydraulického válce pro zasouvání	kg
$J_p$	polární moment průřezu	mm <sup>4</sup>
$J_z$	kvadratický moment	mm <sup>4</sup>
l	délka	mm
$L_{10}$	základní trvanlivost	ot
$L_{10h}$	základní trvanlivost v hodinách	h
$M_k$	kroutící moment	Nm
$M_o$	Ohybový moment	Nm
P	výkon	kW
P	dynamické ekvivalentní zatížení	kN
S	obsah průřezu sochoru	m <sup>2</sup>
TP	TŘINECKÁ PROJEKCE a.s.	---
V	objem sochoru	m <sup>3</sup>
$W_k$	modul průřezu v krutu	mm <sup>3</sup>
$W_o$	modul průřezu v ohybu	mm <sup>3</sup>
a	zrychlení	ms <sup>-2</sup>
e	vzdálenost k neutrální ose	mm
f	frekvence	Hz

---

$g$	gravitační konstanta	$\text{ms}^{-2}$
$m$	hmotnost	kg
$n$	otáčky	$\text{min}^{-1}$
např.	například	---
$p$	mocnitel typu ložiska	---
$p$	tlak	bar
$q$	spojité zatížení	N/mm
$r$	poloměr	mm
$r_p$	průměr pístní tyče	mm
$s$	dráha vozíku	mm
$t$	čas potřebný k přesunu vozíku	s
tj.	to jest	---
tzn.	to znamená	---
$v$	Vozíku rychlost	$\text{ms}^{-1}$
$\xi$	rameno valivého odporu	mm
$\rho$	hustota materiálu	$\text{kgm}^{-3}$
$\sigma$	napětí v ohybu	MPa
$\sigma_{\text{red}}$	redukované napětí	MPa
$\sigma_{\text{redHMH}}$	redukované napětí podle HMH hypotézy	MPa
$\tau$	napětí v krutu	MPa

# Úvod

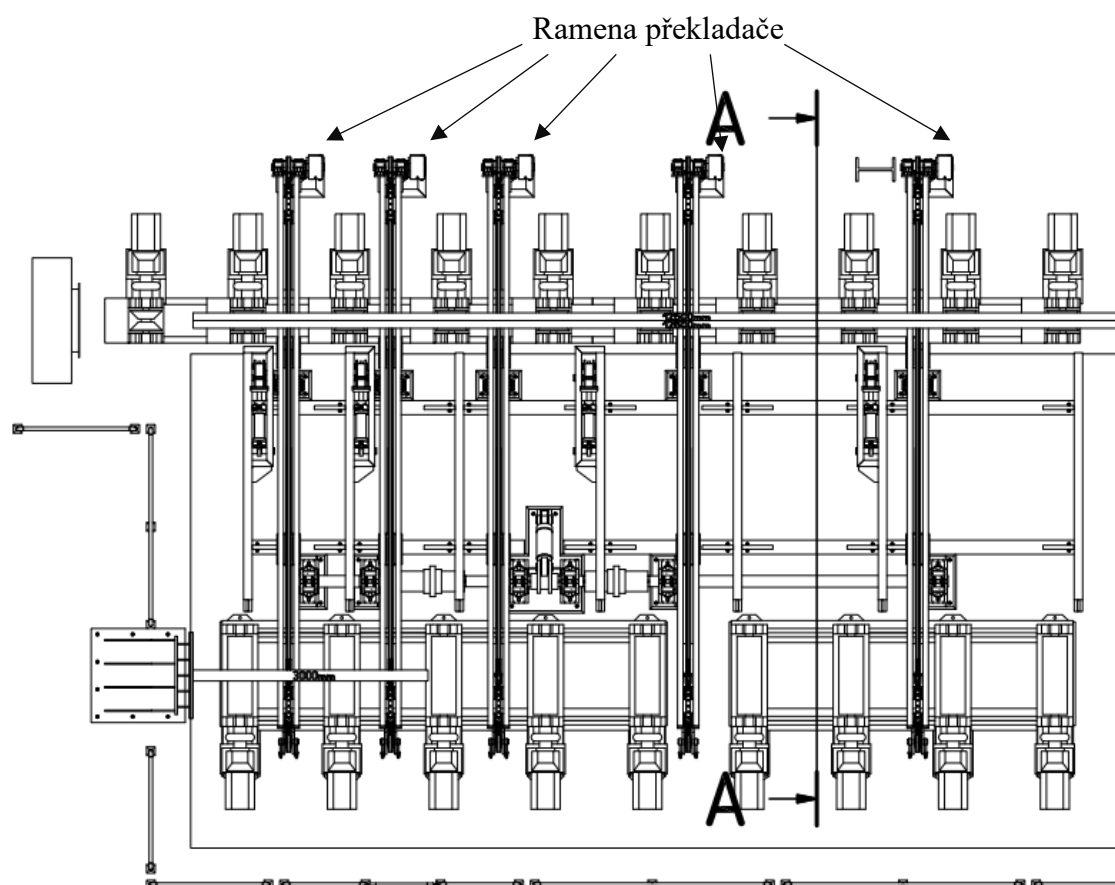
Při tvorbě své bakalářské práce spolupracuji s firmou TŘINECKÁ PROJEKCE a. s. (TP), která poskytla zadání a následné konzultace ohledně provedení. S touto firmou jsem se setkal, když jsem si hledal brigádu na léto a hledal pracovní příležitosti po okolních společnostech. Soustředil jsem se hlavně na společnosti s technickým zaměřením, jelikož jsem si chtěl rozšířit obzor a získat nějaké zkušenosti. Bohužel TP nikoho na léto nehledali, ale i přes to mi tato firma utkvěla v paměti, jelikož vykonávají přesně typ činnosti, který bych chtěl vykonávat po konci studia. Navíc k dobrému dojmu z firmy přispěla rychlá komunikace.

TŘINECKÁ PROJEKCE a. s. je projektovou a inženýrskou firmou, která byla založena v roce 1958. V současné době je součástí skupiny TŘINECKÉ ŽELEZÁRNY – MORAVIA STEEL. Firma poskytuje komplexní služby v oblastech projektování staveb, rekonstrukcí, modernizací, vývoje, technických inovací, inženýrských činností a poradenských služeb.

Po předložení dotazu ohledně poskytnutí témata pro bakalářskou práci a následné schůzce mi TP navrhla téma - překladač sochorů. Jelikož toto téma má TP již vyřešené pro hutní podnik, dohodli jsme se, že svůj návrh budu vypracovávat nezávisle na jejích řešení a následně, po zhotovení mého návrhu, se zajedu na provedení překladače, které navrhla firma podívat do provozu a provedu porovnání obou variant.

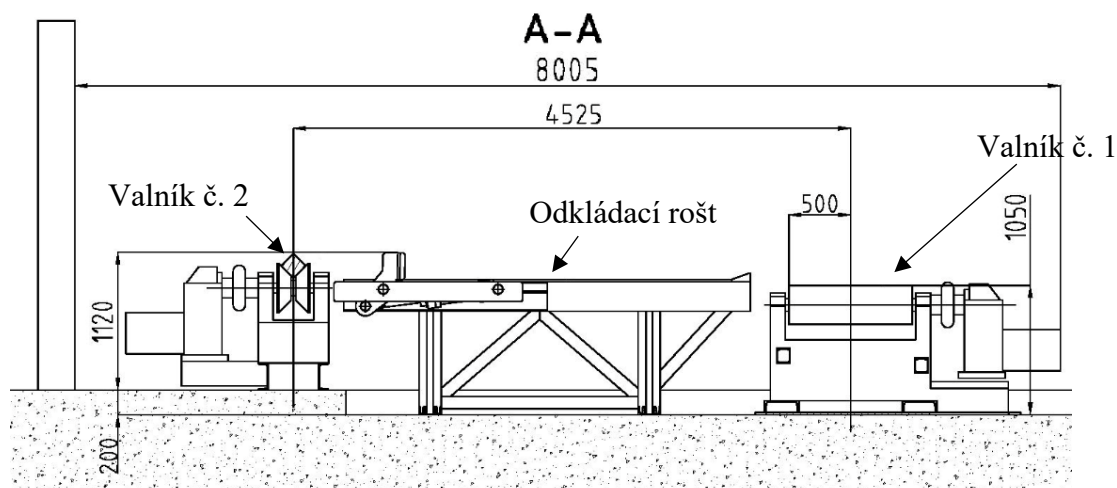
## 1 Upřesnění zadání

Zadání umístění překladače vychází z výkresu výrobní linky, který pro zpracování bakalářské práce poskytla firma TŘINECKÁ PROJEKCE a. s. Ve výkresu se nachází půdorysný pohled celé výrobní linky (Obr.1) a řez v místě překladače (Obr. 2). Celý návrh překladače musí být kompatibilní s již umístěnými prvky. Na půdorysném pohledu je možno vidět umístění ramen překladače, které zvolila firma. Toto rozložení ramen jsem uvažoval i u svého řešení s úpravou umístění posledního ramene, které jsem z důvodu jiných pracovních rozměrů byl nucen umístit dále od ostatních ramen. Poloha jednotlivých ramen je specifikována níže v části 4.1 Určení zatěžujících sil.



Obr. 1 Půdorysný pohled řešeného úseku linky

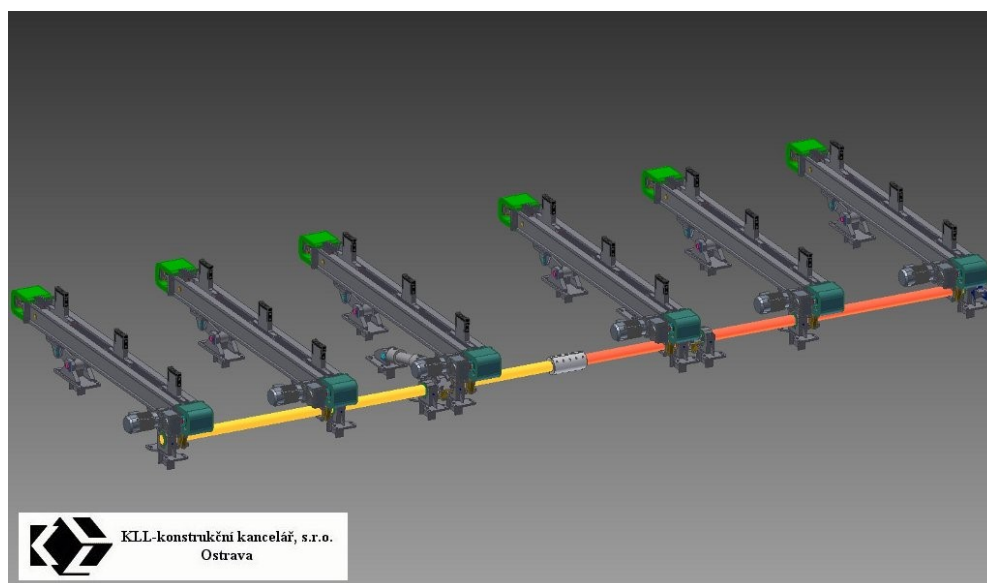
Maximální přípustná délka ramene z prostorového hlediska je 8005 mm, jak je znázorněno na Obr. 2. Minimální délka, po které se musí zařízení přepravující sochory po rameni pohybovat činí 4525 mm. Minimální zdvih je dán rozdílem výšky odkládacího roštu a výšky valníku č.1, která je snížena o výšku vozíku. Tzn. zdvih musí být minimálně 70 mm + výška vozíku. Zadaná průměrná rychlost přemísťování sochoru po rameni překladače je  $0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .



Obr. 2 Řez linkou

## 1.1 Dostupná provedení

Jelikož se jedná o jedinečné řešení, které má specifické parametry a konstrukci pro každé své umístění. Nevyskytuje se možnost pořídit si překladač. Z dostupných pramenů pouze KLL-konstrukční kancelář, s.r.o Ostrava projektovala překladač sochorů pro Třinecké železářny. Tento překladač se oproti navrhovanému překladači liší, jak rozměry přemísťovaného sochoru, tak počtem ramen, a i prostorovými omezeními, které jsou pro každé řešení jedinečné. Na Obr. 3 je 3D model překladače pro Třinecké Železářny a jeho parametry se nachází v Tabulce č. 1.



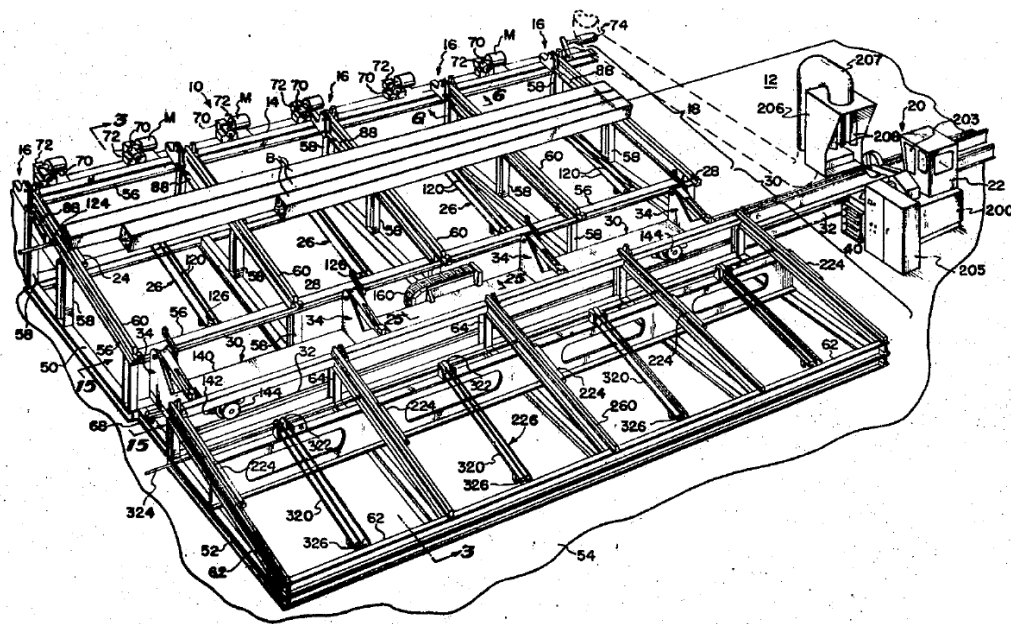
Obr. 3 Překladač firmy KLL-Konstrukční kancelář s. r. o. [4]

Tabulka č. 1 Parametry překladače KLL-Konstrukční kancelář s. r. o. [4]

Parametry zařízení:	Hodnota	Jednotka
Rozměr přepravovaného sochoru	150x150x6000 až 12000	mm
Hmotnost přepravovaného sochoru max.	2200	kg
Pojezdová rychlost vozíku	0,4	m/s
Maximální pojezd vozíku	cca 2535	mm
Celkový zdvih překladače sochorů	270	mm
Instalovaný výkon pohonů řetězů	6x2,2	kW
Hydraulický válec v překladači sochorů	2x ISO6022 MP5 100 63 370 M0011SIO33SNO	
Rychlost posunu pístnice hydraulického válce	max. 0,5	m/s
Pracovní tlak v hydraulickém válci	16	MPa

Při prohledávání patentové databáze se hledaným výrazem překladač sochorů byl jeden z relevantních výsledků americký patent na zařízení pro manipulaci se sochorý. Toto zařízení je navrženo pro ocelárny nebo podobná zařízení pro předávání sochorů do oddělení kontroly kvality. Sochor se po zařízení pohybuje díky nakloněné rovině. V půlce této nakloněné roviny se nachází zařízení, které umožňuje sochor poslat dále na další zpracování anebo pokud se jedná o sochor s vadou, umožňuje ho uložit do spodní části překladače, ze které může sochor být následně vyjmut pomocí externího zařízení.

STRATTON Robert R., KASZUBA Robert J. Billet-handling apparatus. Spojené státy americké. Patentový spis US 3,601,263.

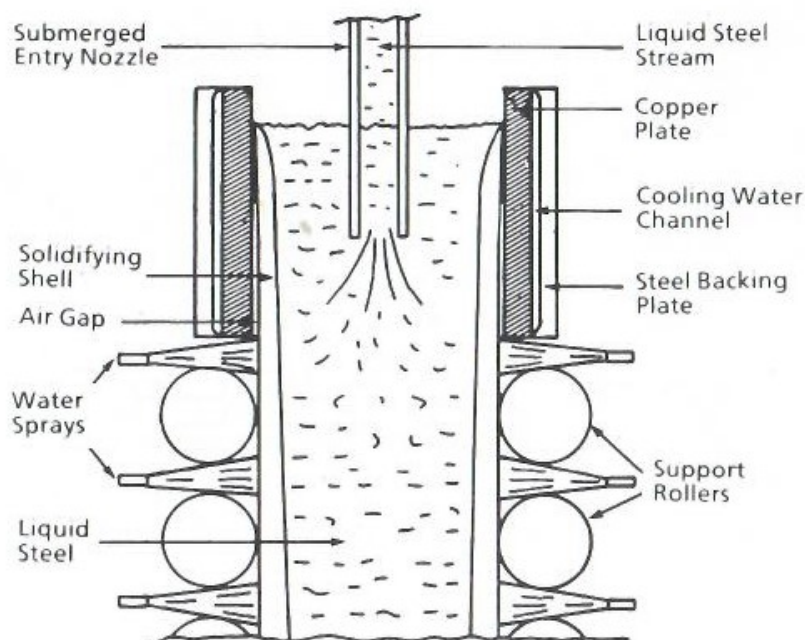


Obr. 4 Zařízení pro manipulaci se sochorý USA [5]

## 2 Výroba sochorů

Výroba sochorů v dnešní době probíhá především kontinuálním odléváním oceli.

Celý proces kontinuálního odlévání je založen na principu kontinuálního lití tekuté oceli vertikálně do chlazené otevřené měděné formy. Teplo, které se přenese z taveniny do chlazené formy, způsobí vytvoření pevné povrchové vrstvy. Jakmile je pevná povrchová vrstva dostatečně silná, aby udržela tekutou ocel uvnitř, opouští sochor formu a proces tuhnutí dále pokračuje pomocí vysokotlakých trysek, které tryskají chladicí médium přímo na sochor. Tekutá ocel uvnitř ztvrdlé povrchové vrstvy může zdeformovat tvar sochoru, proto je nutné podpírat tvrdnoucí sochor válci případně jinými mechanickými systémy.



Obr. 5 Proces kontinuálního lití [1]

V ustáleném stavu je tvrdnoucí sochor vytahován z formy za konstantní rychlosti pomocí vytahovacích válců umístěných ve vzdálenější části stroje.

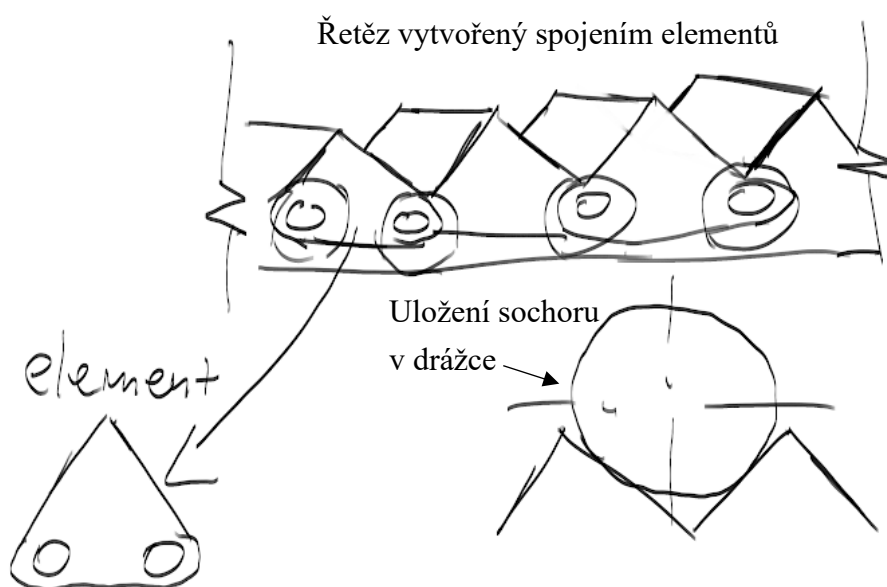
### 3 Návrhy provedení překladače

Při volbě výsledného provedení překladače jsem navrhl tři koncepty zvedacího mechanismu a tři konceptů posuvného mechanismu/zařízení, které mají za úkol posuv sochoru. Následně jsem z navrhnutých řešení zvolil vhodnou kombinaci s ohledem na vhodnost provedení pro dané použití a ekonomických nároků na výrobu a provoz. Každé provedení je principově jiné, aby následně bylo možné jednoznačně vybrat to nejlepší řešení.

#### 3.1 Koncepty posuvného mechanismu

##### Schodišťový dopravník

U tohoto konceptu (Obr. 6) je sochor přepřavován po délce ramene pomocí elementů, které jsou k sobě spojeny do uzavřeného řetězce a opatřeny koly pro snadnější pohyb po rameni. Trojúhelníkový tvar elementu zajistí, že sochor zapadne do mezery mezi elementy a zabráni se tak nechtěnému posuvnému pohybu sochoru v drážce. Mezi hlavní výhody tohoto provedení patří možnost transportovat i větší množství sochorů najednou, delší trvanlivost zapříčiněná velkým množstvím elementů, jelikož nedochází k opakovanému opotřebení dvou sousedních elementů. Mezi nevýhody patří vyšší hmotnost, složitost celého zařízení (velký počet součástí).

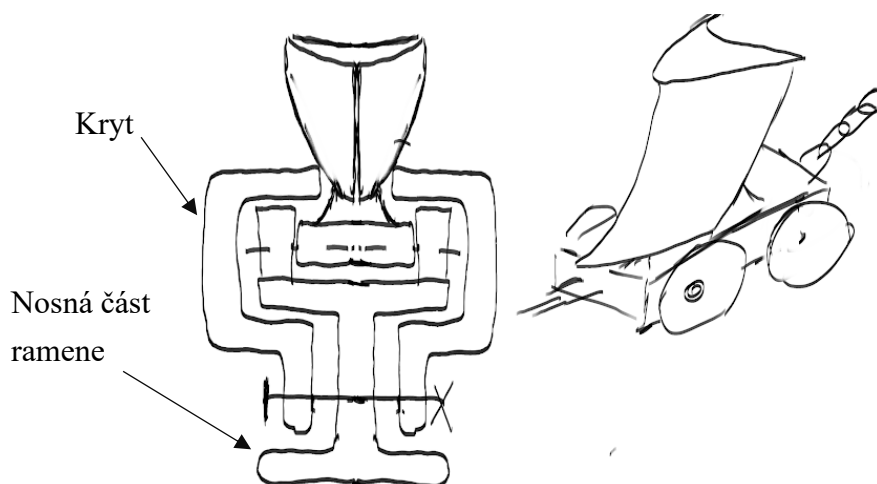


Obr. 6 Náčrtek konceptu schodišťového dopravníku



### Posuvný klín

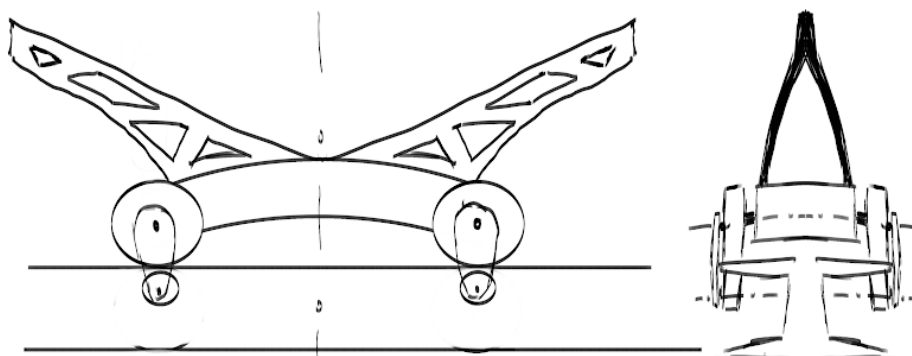
U tohoto konceptu (Obr.7) je sochor dopravován po délce ramene za pomoci klínu, který posouvá, případně odvaluje sochor po rameni. Z důvodu tření, které vzniká posouváním je kolej, po které se pohybuje vozík s klínem opatřena krytem, který brání přímému opotřebení nosné části ramene sochořem.



Obr. 7 Náskres konceptu posuvného klínu

### Vozík

Dalším konceptem pro posouvání sochoru je vozík (Obr. 8), který se při nabírání dotáhne pomocí řetězového pohonu pod sochor a po zvednutí ramene vystředí sochor v drážce ve tvaru V a to z důvodu aby byla přesně definovaná poloha sochoru na vozíku. Výhodou tohoto konceptu je, že nedochází ke vzniku třecích sil mezi sochořem a ramenem. Nevýhodou tohoto provedení je středící drážka ve tvaru V, která musí mít uhel  $90^\circ$ , aby došlo ke stabilnímu fixování pozice jak u sochoru s kruhovým, tak i čtvercovým profilem. Uhel drážky má následně za příčinu vyšší výšku vozíku a tato vyšší výška zapříčiňuje nutnost většího zdvihu překladače.

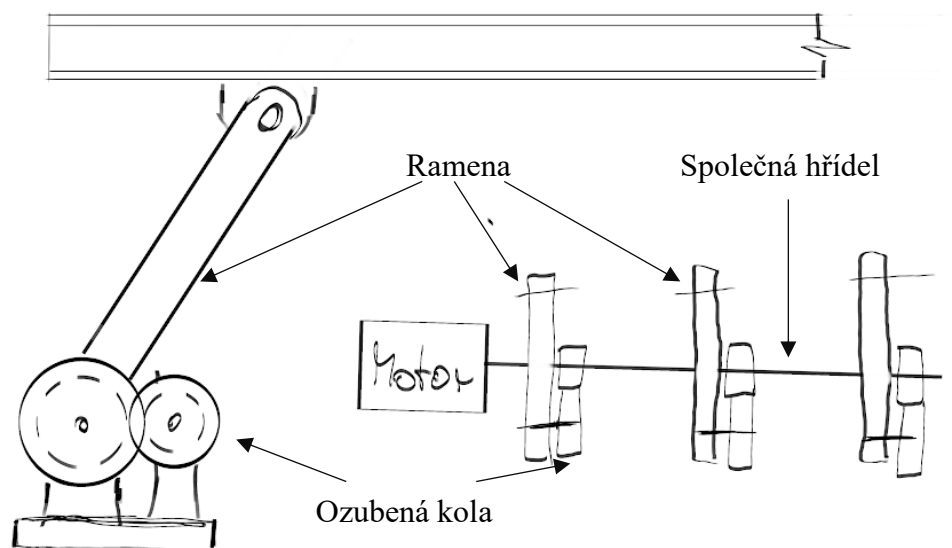


Obr. 8 Náskres konceptu vozíku

## 3.2 Koncepty zvedání

### Zvedání pomocí ozubených kol

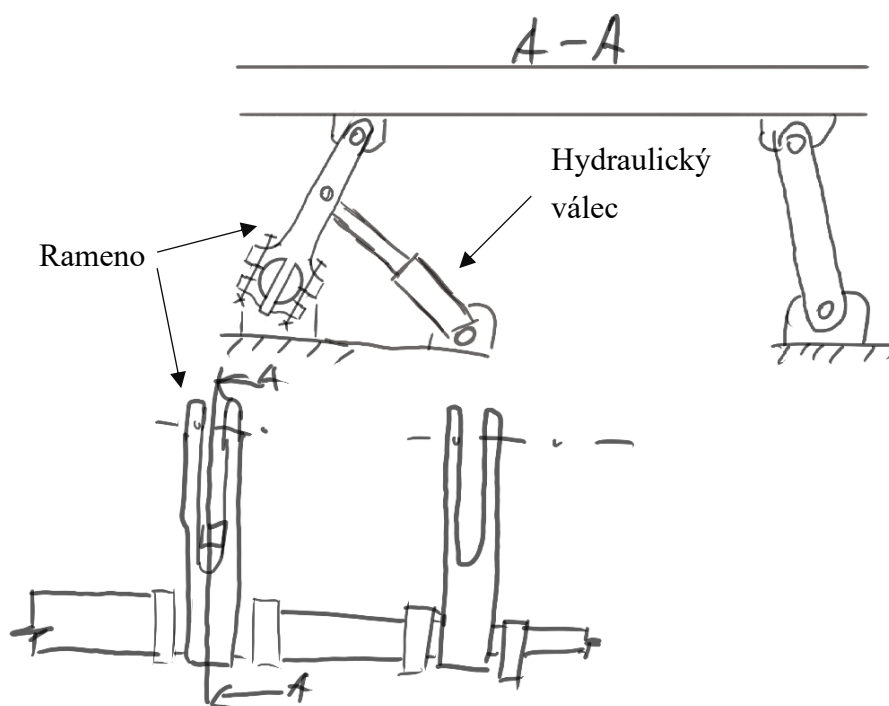
Tento koncept (Obr. 9) využívá k natáčení ramene ozubená kola, kde každé rameno je opatřeno svým ozubeným převodem. Všechna kola jsou poháněny motorem, který přenáší kroutící moment na společnou hřídel, na které jsou umístěny v rozestupech menší ozubená kola, která přenáší kroutící moment z hřídele na ozubené kolo pevně spojené s nosným ramenem a mají za příčinu zvedání překladače. Mezi výhody tohoto provedení patří jednoduchost, k pohonu je postačující jen jeden velký elektromotor. Mezi nevýhody patří ozubení, jelikož by celé zatížení včetně rázů musely nést zuby.



Obr. 9 Náskres konceptu zvedání pomocí ozubených kol

### Zvedání pomocí hydraulického válce

U tohoto konceptu (Obr. 10) jsou všechna ramena překladače zvedána pomocí jednoho hydraulického válce, který je umístěn na prostředním rameni celého překladače. Hydraulický válec působí na rameno a způsobuje tak zvedání a mírný boční posuv ramene. Přenos kroutícího momentu vytvořeného válcem na prostředním rameni překladače je přenášen na ostatní ramena pomocí hřídele, která je společná pro všechny ramena. Mezi hlavní výhody hydraulického válce patří tlumení rázů, rychlost zdvihu a možnost použití jednoho hydraulického válce i pro zvedání celého překladače.



Obr. 10 Náskres konceptu zvedání pomocí hydraulického válce

### Zvedání pomocí lineárního aktuátoru

Tento koncept na první pohled vypadá podobně jako předchozí provedení, s tím rozdílem, že u tohoto konceptu zvedání probíhá pomocí pohybového šroubu, který je umístěn stejně jako hydraulický válec a tlačí do boku nosného ramene a tím vyvolává otáčení ramene kolem jeho hlavní osy. Mezi hlavní výhody tohoto provedení patří to, že je možné zvedat ramena jednotlivě, to značí že při překládání menšího sochoru by nebylo za potřeby používat všechna ramena a docházelo by tak k úspoře energie a rovněž by se z provedení vyloučil hydraulický člen. Mezi hlavní nevýhody patří menší odolnost aktuátoru proti rázům, které by snižovaly již tak nízkou životnost aktuátoru při nepřetržitém provozu.

### 3.3 Výběr z konceptu

Při výběru z konceptů jsem zvažoval, jak vhodnost pro daný typ provozu, tak i životnost a finanční náročnost každého provedení.

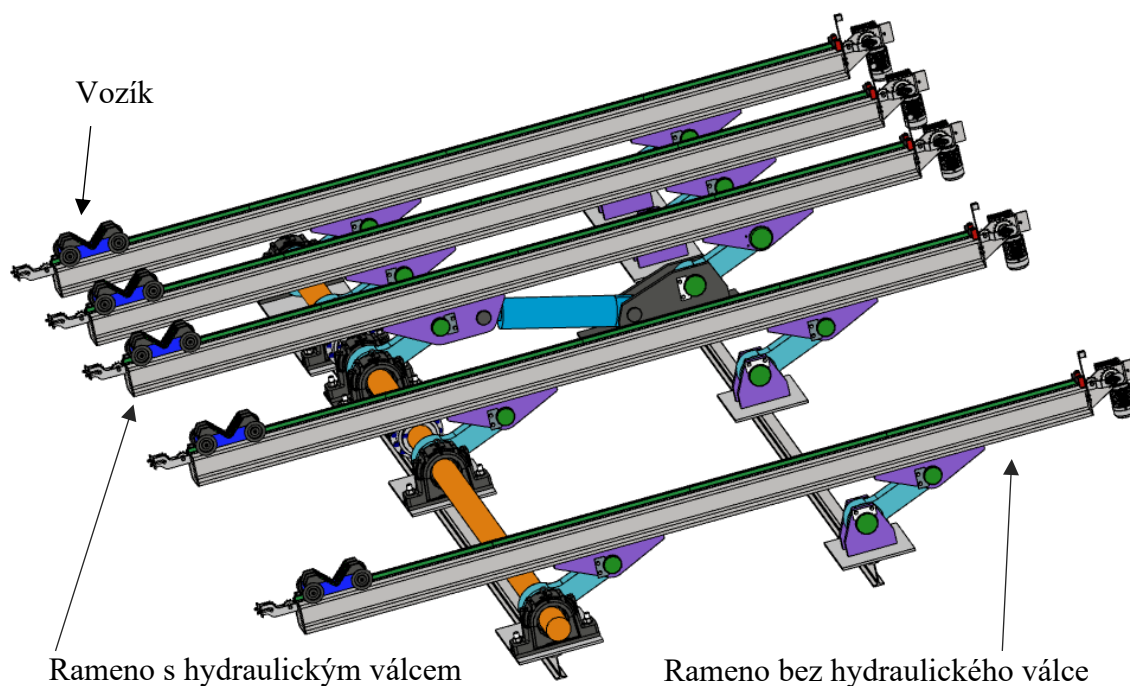
U výběru konceptu posuvného mechanismu jsem dospěl k závěru, že nejvhodnějším provedením je vozík, a to z důvodu jednoduchosti konstrukčního provedení, nízké energetické náročnosti, nízké váhy a s tím spojené jednoduché montáži. Další významným faktorem pro zvolení tohoto konceptu byl nejnižší vliv na opotřebení ramene, jelikož je sochor umístěn v drážce nedochází k jeho pohybu na vozíku a tím se snižují i nežádoucí

přídavná zatížení, které by vznikali při odvalování případně posouvání sochoru u provedení s klínem.

Pro zvedání je z uvedených konceptů pro použití nejvhodnější hydraulický válec i přes to že je za potřebí zakomponovat do provedení hydraulický člen. Jedná se o ideální způsob zvedání, a to z důvodu že oproti ostatním konceptům je schopen pohlcovat rázy které by měli u ostatních provedení za následek masivně sníženou životnost, jelikož při kontaktu kov na kov, který by nastal u zbylých konceptů není prostor pro tlumení. Mezi další výhody tohoto provedení patří dostupnost a možnost i pomocí jednoho hydraulického válce zvedat celý překladač.

## 4 Návrh

Navržený překladač se nachází na Obr. 11. Skládá se z pěti ramen, z nichž je jedno hnací a zbylé jsou hnané a po každém se pohybuje vozík. Bližší komentář k jednotlivým uzlům překladače se nachází v následujícím textu.



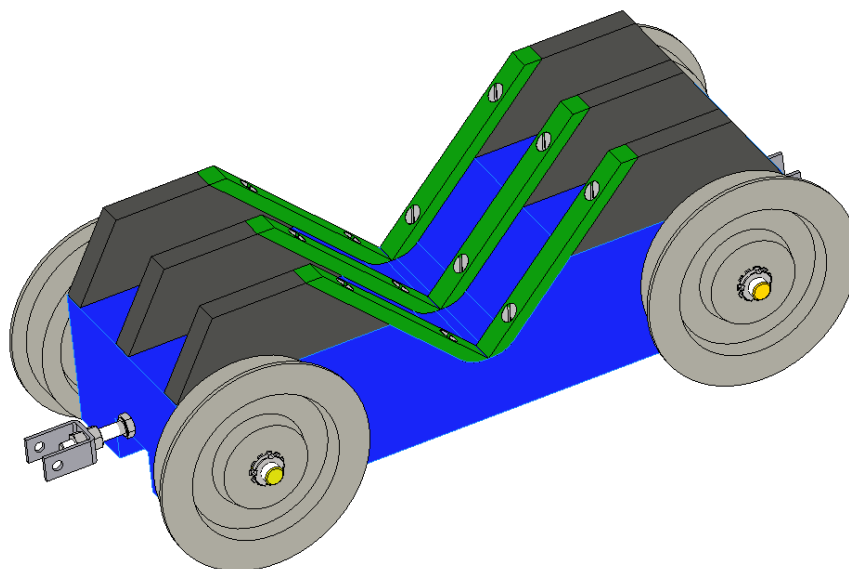
Obr. 11 Výsledná sestava překladače

### 4.1 Návrh vozíku

Maximální síla, která bude na vozík působit vlastní tíhou sochory je 22781 N (viz Tabulka č.2), ale z důvodu že na vozík můžou působit přídavné síly způsobené např. pokládáním sochory jeřábem, zavádím opravný součinitel, kterým jsem zatěžující sílu zvětšil 1.8x, a to z důvodu abych pokryl výkyvy způsobené vnějšími vlivy.

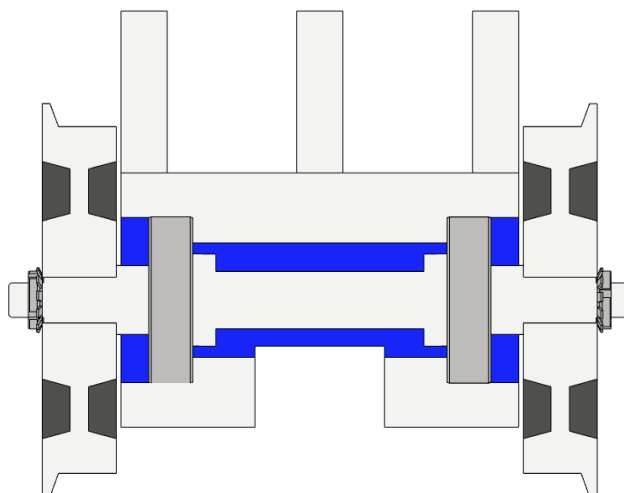
Na Obr. 12 se nachází navržený vozík. Při navrhování byl hlavní cíl vytvořit vozík co nejnižší, protože výška vozíku ovlivňuje ze značné míry zdvih překladače. Výřez ve tvaru V, který slouží k uložení sochory na vozíku, je opatřen ochranným, vyložením vyrobeným z plastu. Toto vyložení je k vozíku přišroubováno šrouby se zápusťnou hlavou a slouží k tomu, aby chránilo vozík před přímým opotřebením od sochory. Na každé straně ve směru pohybu vozíku je umístěna vidlice pro upevnění tažného řetězu. Jedna z těchto vidlic je umístěna na šroubu, a to z důvodu jemného seřízení napnutí řetězu.

Vozík je opatřen výpalky, které se při sestavení přivaří na horní stranu vozíku a prodlouží tak délku strany drážky. Toto konstrukční řešení prodlouží dosedací plochu a zajistí tak větší bezpečnost proti vypadnutí sochoru.



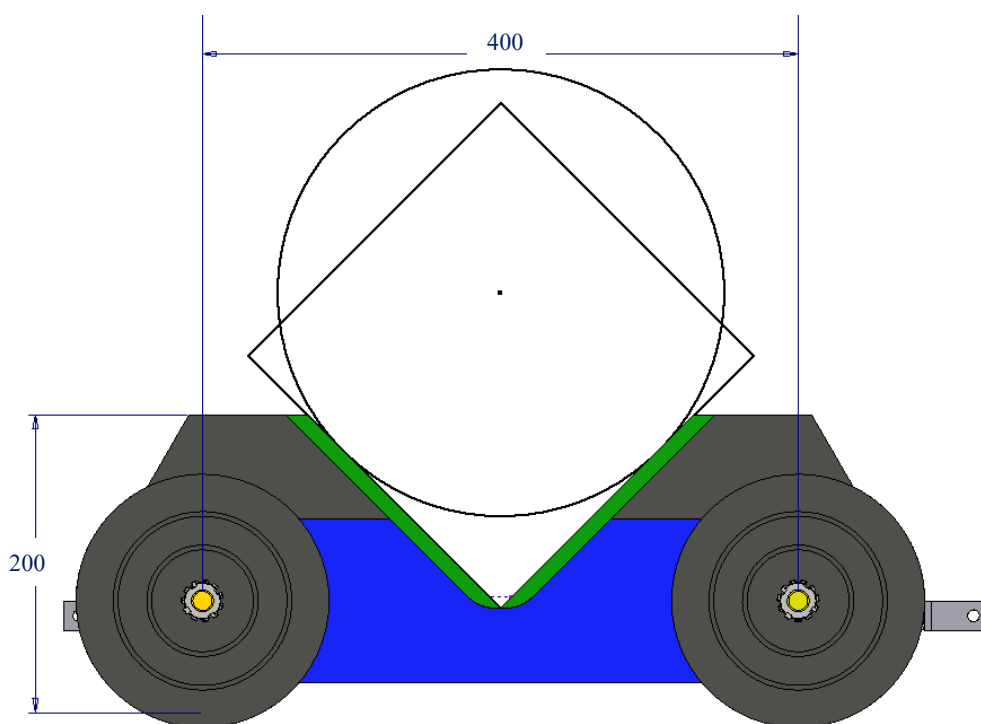
*Obr. 12 Model vozíku*

V řezu na Obr. 13 je možno vidět návrh řešení uložení nápravy a kol. Pro snížení valivého tření je hřídel každé nápravy uložena na dvou utěsněných ložiscích. Podle návrhu se ložiska nalisují na hřídel nápravy při montáži. Kola jsou nasunuta na hřídeli a proti samovolnému otáčení jsou zajištěna perem. Proti vypadnutí kola z hřídele je kolo utaženo na hřídeli KM maticí. Kola jsou rovněž opatřena okolkem, který brání bočnímu posuvu vozíku na rameni překladače.



*Obr. 13 Uložení hřídele ve vozíku*

Výřez ve tvaru V jsem navrhl tak, aby jeho úhel byl  $90^\circ$  a to z důvodu aby, sochory jak s čtvercovým tak i kruhovým profilem zapadaly do výřezu a tím byla přesně daná poloha sochoru na vozíku. Na Obr. 14 je možno vidět uložení největšího kruhového sochoru o průměru 300 mm a největšího čtvercového sochoru o rozměru 240 x 240 mm. Jak je patrné z koty na obrázku rozvor vozíku je 400 mm a výška 200 mm.



*Obr. 14 Uložení sochoru na vozíku*

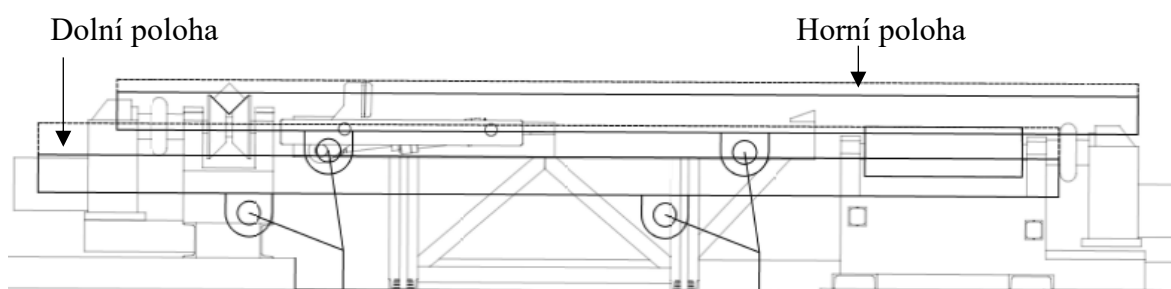
## 4.2 Návrh ramene

Před začátkem modelování ramene překladače, jsem v programu AutoCAD do řezu výrobní linky vyznačil všechny klíčové výškové prvky (viz Obr. 15 prvky vykreslené tučnou čarou). Dále jsem z vymodelovaného vozíku zjistil výšku nejnižšího bodu drážky V od horní plochy profilu HEM, tento rozměr je podstatný pro horní polohu ramene (viz Obr. 15-Horní poloha), a to z důvodu že se jedná o nejnižší místo, ve kterém se bude sochor nacházet na vozíku, tento rozměr jsem následně přičetl k výšce horní polohy ramene a zkontroloval, zda se rameno s vozíkem nachází nad maximální výškou okolí, kterou je potřeba překonat.

Dolní polohu ramene (viz Obr. 15) jsem navrhoval obdobným způsobem. K výšce ramene jsem přičetl výšku vozíku a ujistil se, že se celé rameno i s vozíkem je schopno dostat pod nejnižší valník, a tak následně umožnit nabrání sochoru.

Polohu patek ramene jsem umístil do volných prostor mezi valníky a odkládací rošt (tyto popisy se nachází výše na Obr. 2) a následně jsem doladřoval umístění oka vidlice, tak aby úhel mezi základnou a ramenem byl co nejméně ostrý z důvodu snížení síly, kterou bude třeba vyvinout při zvedání.

Celkovou délku jsem následně odvodil tak, aby jak v horní, tak dolní poloze bylo možné, aby se vozík nacházel nad/pod všemi prvky a měl i dostatečnou rezervu na obou koncích ramene. Celková délka ramene tudíž činí 6465 mm. V této délce nejsou zahrnuty části, které se budou nacházet na každé straně ramene jako motor, řetězová kola apod.

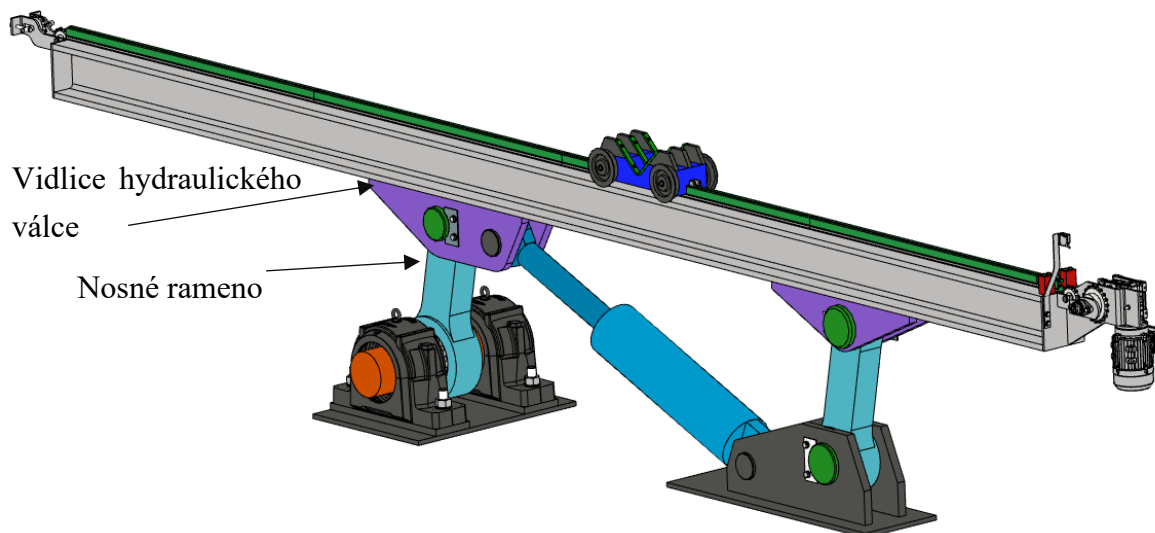


Obr. 15 Krajní polohy ramene

Jako hlavní část ramene, po které se bude pohybovat vozík jsem zvolil profil HEM 220. Jedná se o profil, který disponuje velmi tlustým horním a dolním plátem a tím zajišťuje možnost přenosu i velkých sil na okrajích profilu. Na každé straně 6465 mm dlouhého profilu HEM se nachází příruba, která je k profilu přivařena. Součásti, které se nacházejí na konci profilu specifikuji níže. Na Obr. 16 se nachází navrhnuté rameno překladače osazené hydraulickým válcem. Toto rameno se oproti zbylým ramenům liší vidlicemi, na kterých je

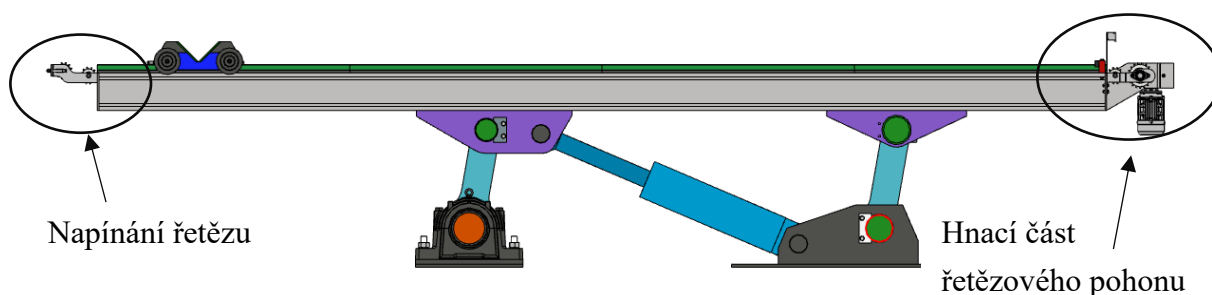


upevněný hydraulický válec, tyto vidlice obsahují kromě díry pro čep od nosných ramen rovněž i díru pro čep hydraulického válce.



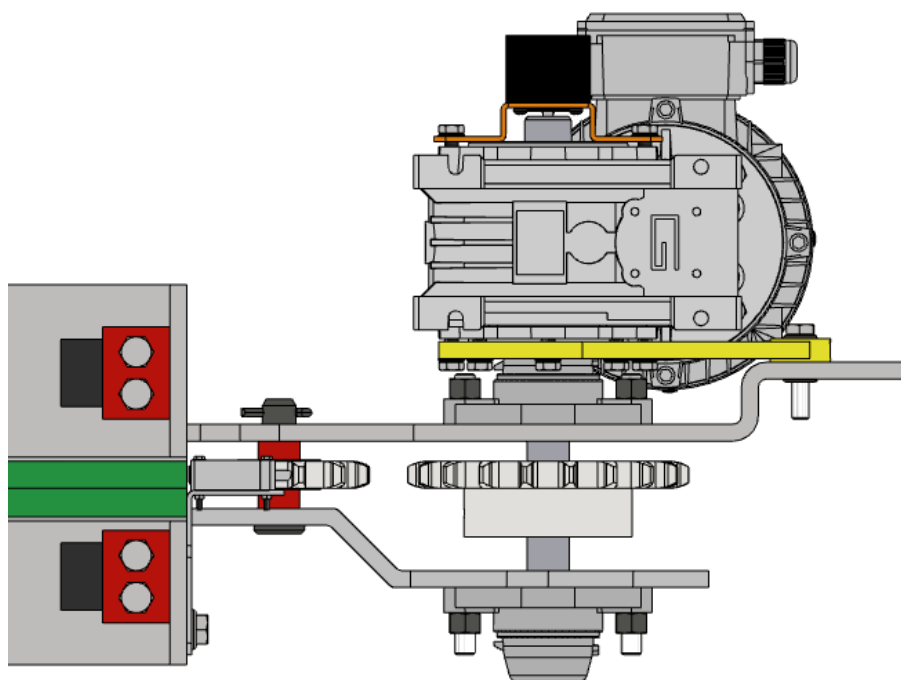
Obr. 16 Rameno překladače s hydraulickým válcem

Masivnější vidlice na patce, ve kterých je upevněný hydraulický válec jsem zvolil z důvodu, že síla válce působí proti síle ramene a tím dochází k částečnému vyrušení sil a snižuje se tak namáhání ramen a rovněž síla kterou musí přenášet patky. Jak je patrné z Obr. 17. Nosná ramena, která spojují patky s vidlicí na profilu HEM, jsem navrhl bez jakéhokoliv odlehčení, a to z důvodu, že obrábění odlehčení by mělo za následek prodražení výroby bez úspory materiálu. Proto jsem zvolil ramena neodlehčovat a tímto krokem jsem zvýšil i nosnost ramen. Pro snížení tření mezi čepem a okem ramene jsem použil kluzná pouzdra SKF. Pro zajištění čepu proti vypadnutí a pootočení jsem použil přídržky přišroubované dvěma šrouby. Použití přídržky je v tomto případě mnohem více vyhovující než použití pojistného kroužku nebo závlačky.



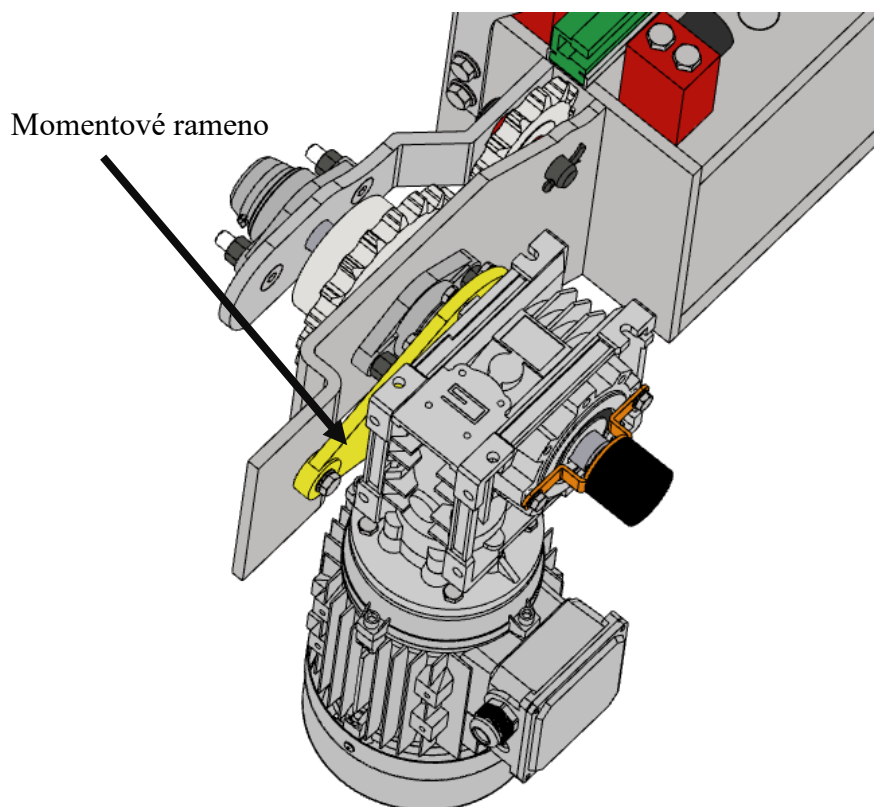
Obr. 17 Boční pohled na rameno s hydraulickým pístem

Pro pohyb vozíku po rameni překladače jsem zvolil řetězový pohon. Pro pohon řetězu jsem zvolil elektromotor s převodovkou (bližší specifikace motoru a převodovky v kapitole 5.2). Hnaná hřídel je na této straně překladače upevněna pomocí dvou oválných přírubových ložisek SKF s kulovým valivým elementem. Malé řetězové kolo je na čepu vystředěno pomocí distančních kroužků. Hnané řetězové kolo je pro přenos krouticího momentu spojeno s hřídelí pomocí pera a proti axiálnímu posuvu zajištěno šroubem. Katalogové listy použitých řetězových kol pro hnací kolo a pro hnané kolo se nachází v přílohách N, O a Q.



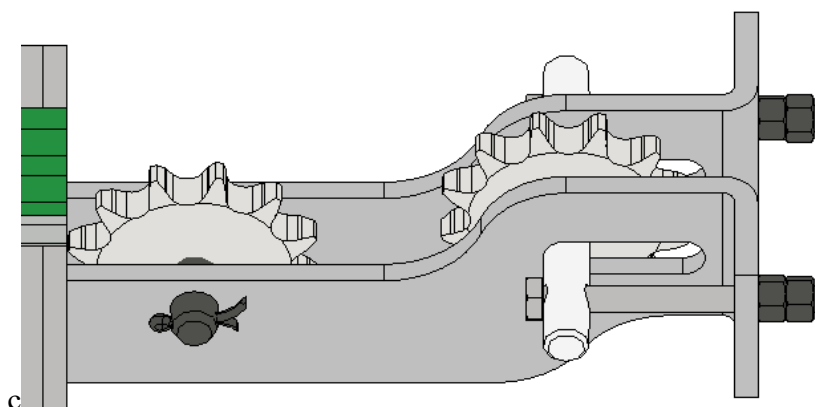
*Obr. 18 Půdorysný pohled na hnací část řetězového pohonu*

Pro kontrolu otáček hnaného řetězového kola jsem použil enkodér. Pro umístění enkodéru na hnací hřídel jsem využil otvorů na převodovce, které slouží k přírubovému uchycení převodovky. Převodovku s motorem jsem následně zajistil proti otáčení pomocí momentového ramena, jak je možno vidět na Obr. 19.



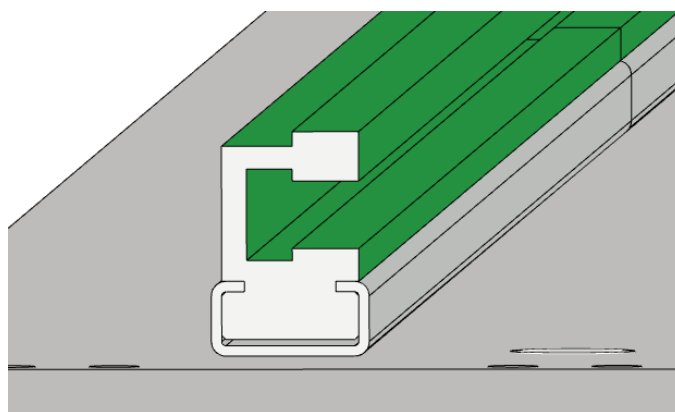
*Obr. 19 Upevnění elektromotoru s převodovkou*

Část řetězového pohonu, kterou jsem umístil na druhý konec ramene překladače (viz Obr. 20), se skládá z dvou řetězových kol a napínání. Napínání jsem zajistil osou s dírami na koncích, kterými se prostrčí šrouby a následně se pomocí dvou matic šroubovaných proti sobě zajistí pozice napínaného kola. Tento napínací mechanismus slouží pouze k hrubému napnutí, pro jemnější nastavení napnutí řetězu slouží vidlice se šroubem na vozíku.



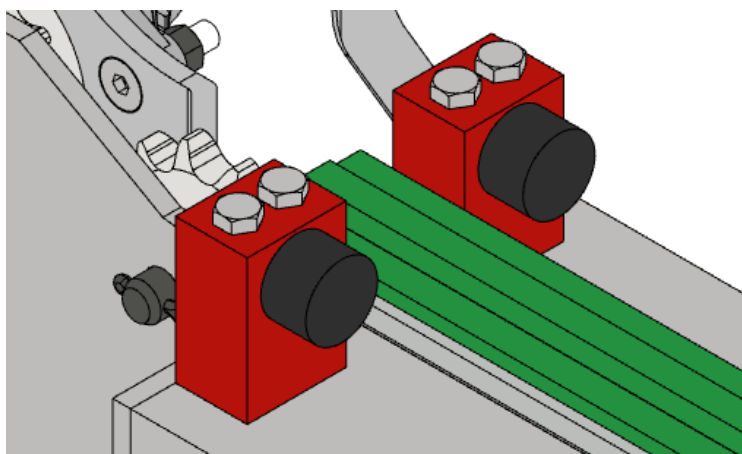
*Obr. 20 Napínání řetězu*

Pro vedení válečkového řetězu jsem navrhl použití kluzného vedení ETA (katalogový list příloha P), kdy horní větev se pohybuje po vrchní části vedení a spodní ve spodní části. Tímto řešením jsem se zbavil problémů, které by nastaly, pokud bych se snažil provlékat řetěz spodní části ramene, kde by se musel vyhýbat nosným ramenům, hydraulickému válci a dalším součástem. Pro otočení řetězu z horní větve na spodní jsem použil dvojici ozubených kol na každé straně ramene překladače. Kluzný profil je uchycen v C profilu, který je samořeznými šrouby přišroubován k vrchní části ramene.



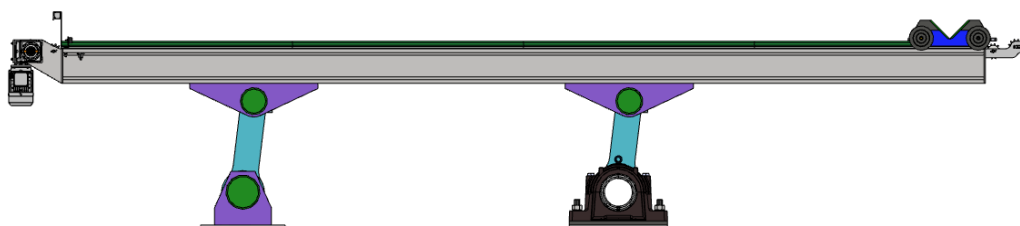
*Obr. 21 Kluzný profil*

Jako pojistku proti vypadnutí vozíku na straně nulování jeho pozice jsem na rameno překladače umístil doraz, který má tvar kvádra a je do něj zašroubováno gumové tlumení (katalogový list příloha U). Doraz jsem následně připevnil k rameni pomocí dvou šroubů. Z důvodu že se prostřední částí ramene pohybuje řetěz jsem byl nucen umístit na konec ramene dva dorazy na každou stranu od řetězu jeden, a to proto, aby při případném nárazu vozíku na doraz nevznikaly zbytečné boční síly.



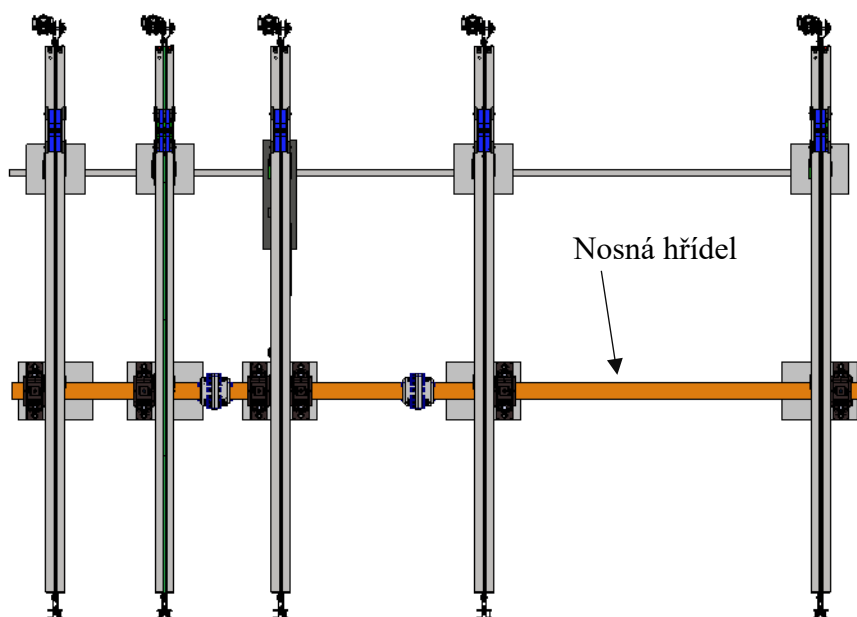
*Obr. 22 Dorazy vozíku*

Rameno bez hydraulického válce se oproti ramenu s válcem liší v tom, že místo vidlice s otvory pro dva čepy má vidlice otvor pouze pro čep od nosného ramene, a to samé se týká upevnění na patce. Ve výsledné sestavě je dalším rozdílem počet ložiskových domků. U ramen bez hydraulického válce se nachází pouze jeden ložiskový domek, a to z důvodu, že tyto domky jsou z hlediska zatížení předimenzované. Domky o dané velikosti jsem použil z důvodu průměru hřídele, která je zatěžovaná jak na ohyb, tak na krut a lokálně v místě ramen na tlak. Všechny tyto zatížení mají za následek nutnost použití masivnější hřídele, a tudíž i větších domků.



Obr. 23 Rameno překladače bez hydraulického válce

Strana překladače, která má za úkol přenášet krouticí moment z hnaného ramene na ostatní je opatřena ložiskovými domky SKF se soudečkovým valivým elementem, s vnitřním průměrem 200 mm (katalogový list přílohy L, M), které slouží jako nosná část na této straně překladače a zároveň snižují tření při zvedání překladače potažmo otáčení nosné hřídele.

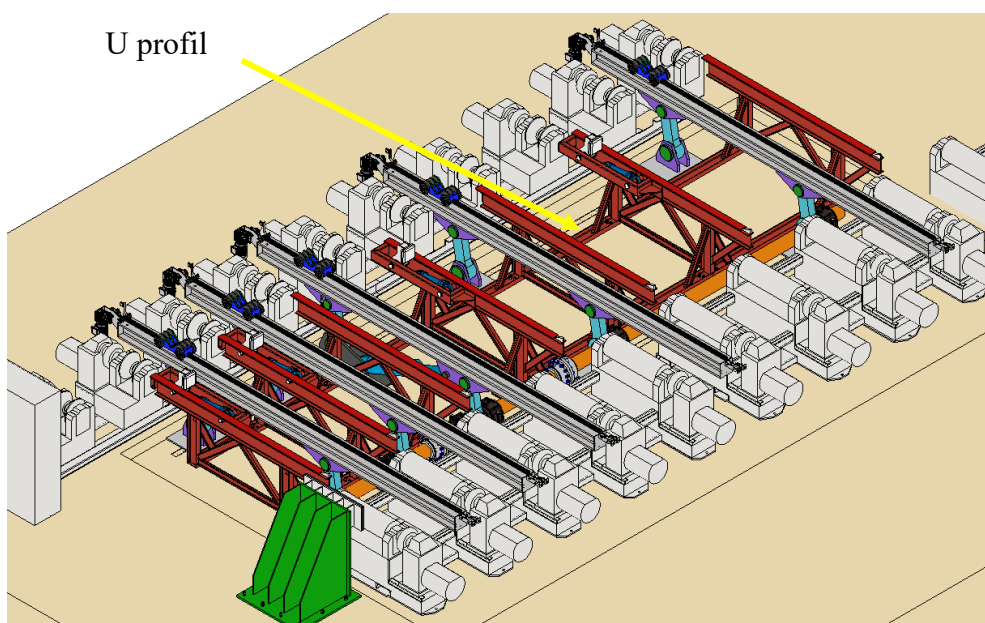


Obr. 24 Půdorysný pohled na překladač

Hřídel přenášející kroutící moment mezi rameny je rozdělena na tři díly, které mají délku 2x2400 mm a 5350 mm. Hřídel jsem rozdělil na tři kusy z důvodu, aby každá z hřídelí byla staticky určitá a tím umožnila ustavení vždy páru ložiskových domků vůči sobě. Jednotlivé hřídele jsou k sobě spojeny zubovými spojkami (katalogový list spojky viz příloha Y). Jedná se o celooceťovou spojku GEARex<sup>®</sup> velikosti 55 o vnitřním vrtání 200 mm.

Přenos kroutícího momentu z ramene na hřídel a zajištění axiální polohy nosného ramene na hřídeli jsem použil svěrná pouzdra KLEE (katalogový list příloha V), pouzdra jsem na překladači použil z důvodu, že velmi dobře přenáší kroutící moment zabráňují axiálnímu posuvu, zjednodušují montáž a zvládnou přenášet velká zatížení.

Poté co jsem vymodeloval celý překladač jsem požádal ve firmě, zda by nebyly ochotni mi poslat 3D model okolí překladače. Poté co vyhověli mojí žádosti a dali mi k dispozici .stp model okolí jsem umístil svůj návrh překladače do aktuální výrobní linky a zkontroloval jsem všechny kolize. Po umístění mého modelu do okolí, základna hydraulického válce, kolidovala s U profilem (Obr. 25) odkládacího roštu umístěným na podlaze. Po konzultaci s TP mi umožnili vybraný usek tohoto profilu odebrat, jelikož se jednalo o prvek, který nebyl nějak namáhaný a jeho odstranění nemělo žádný vliv na stávající konstrukci, a naopak umožnilo mému provedení překladače použít spojenou patku pro hydraulický válec a nosné rameno, což zapříčinilo výhodnější silové poměry na základně překladače.



Obr. 25 Celková sestava překladače s okolím

### 4.3 Upevnění překladače do základů

Návrh ukotvení a podlahy je pro překladač důležitý, kvůli působení velkých sil, které se přenáší do základů a nutnosti základu ustavit tak aby rameno bylo vodorovné a nenaklánělo se na jednu stranu případně jedno rameno nebylo výš než druhé.

Proto jsem přišel s návrhem umístění I profilu pod každou stranu překladače. Tento I profil se ustaví tak, aby byl v požadované výšce tzn. jeho horní plocha byla shodná s podlahou a následně se zabetonuje a okolní podlaha se vyrovná do roviny. Pro upevnění každé základny se využijí čtyři kotvící šrouby jejichž okolí se vyplní chemickou kotvou na bázi pryskyřice.

### 4.4 Popis funkce překladače

Po valníku č.1 (viz Obr. 2) přijede sochor a zastaví se na konci valníku o doraz. Překládací zařízení se sníží do dolní polohy a vozík zajede pod sochor. Přesná pozice, na kterou má vozík zajet vychází ze vzdálenosti kterou naměřil fotoelektrický senzor.

Následně dochází ke zvedání a k mírnému bočnímu posuvu překladače, který způsobuje na šikmo položený hydraulický válec. Při zvedání do horní polohy vozík nabere sochor a pomocí drážky ve tvaru V ho vystředí. Jakmile překladač dosáhne horní polohy vozík hnaný elektromotorem přes řetěz se začne pohybovat přes rameno v dostatečné výšce, která zamezí styku sochoru s nejvyšším bodem odkládacího roštu. Vozík se dostane do pozice nad valníkem č.2, kde se sníží do výšky, která umožňuje odebrání sochoru valníkem.

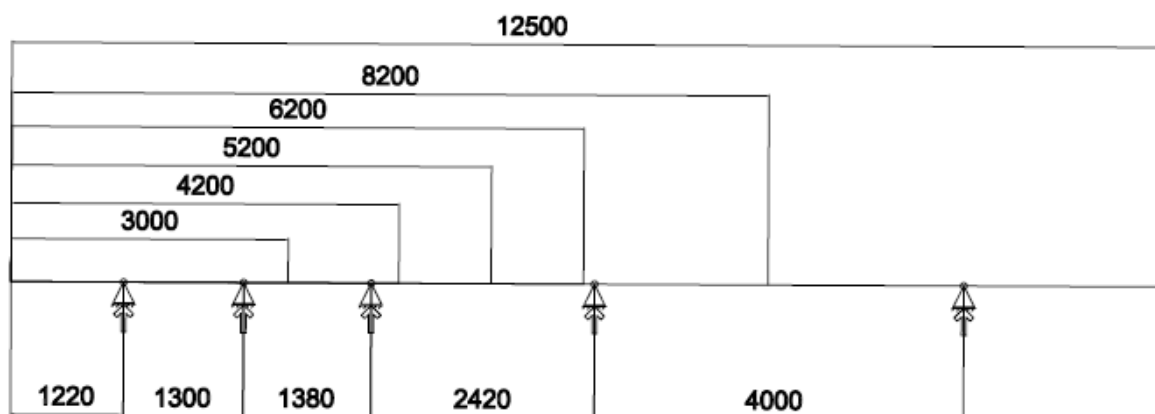
Při zvedání a pokládání je brán zřetel na boční posuv ramene překladače a to, že pozice vozíku oproti sochoru se bude při zvedání či pokládání měnit. Tudíž je nutné, aby při zarovnávání nad valníkem nebo pod sochozem byl vozík dostatečně předsunutý či zasunutý oproti požadované pozici. Celý proces může probíhat i při nabírání sochoru z odkládacího roštu nebo jeho pokládání na odkládací rošt.

## 5 Výpočty a specifikace komponent

### 5.1 Určení zatěžujících sil

#### Výpočet reakcí

Kvůli dimenzování ramene překladače jsem potřeboval znát maximální síly na jednotlivých ramenech (reakce), které na rameno můžou působit, abych vhodně zvolil typ a rozměry nosného profilu. Pro výpočet reakcí na jednotlivých ramenech překladače jsem použil program Autodesk Inventor Professional 2018. Kde jsem vytvořil příhradovou konstrukci, ve které je jeden nosník a ten reprezentuje sochor. Pod nosník jsem umístil uživatelské vazby umožňující zdvih v kladném směru osy Z, a to z důvodu, aby tyto vazby simulovaly ramena překladače. Umístění vazeb pro jednotlivé délky sochoru je znázorněno na Obr. 26.



Obr. 26 Umístění ramen pod sochorem

Při určení spojitého zatížení sochoru, které má reprezentovat vlastní tíhu jsem uvažoval kruhový sochor s průměrem  $D = 300$  mm, jelikož se jedná o sochor, který má největší plochu průřezu tudíž jeho tíha bude největší. Jako hodnotu gravitační konstanty dosazuji hodnotu  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ . A jako hustotu oceli jsem zvolil hodnotu  $\rho = 7860 \text{ kg/m}^3$ .

Výpočet hmotnosti nejdelšího sochoru a hodnoty spojitého zatížení  $q$  na jeden milimetr. Pro výpočet objemu  $V$  volím délku sochoru  $l = 12500$  mm.

$$S = \pi * \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \pi * \left(\frac{300}{2}\right)^2 = 0,0706 \text{ m} \quad (1)$$

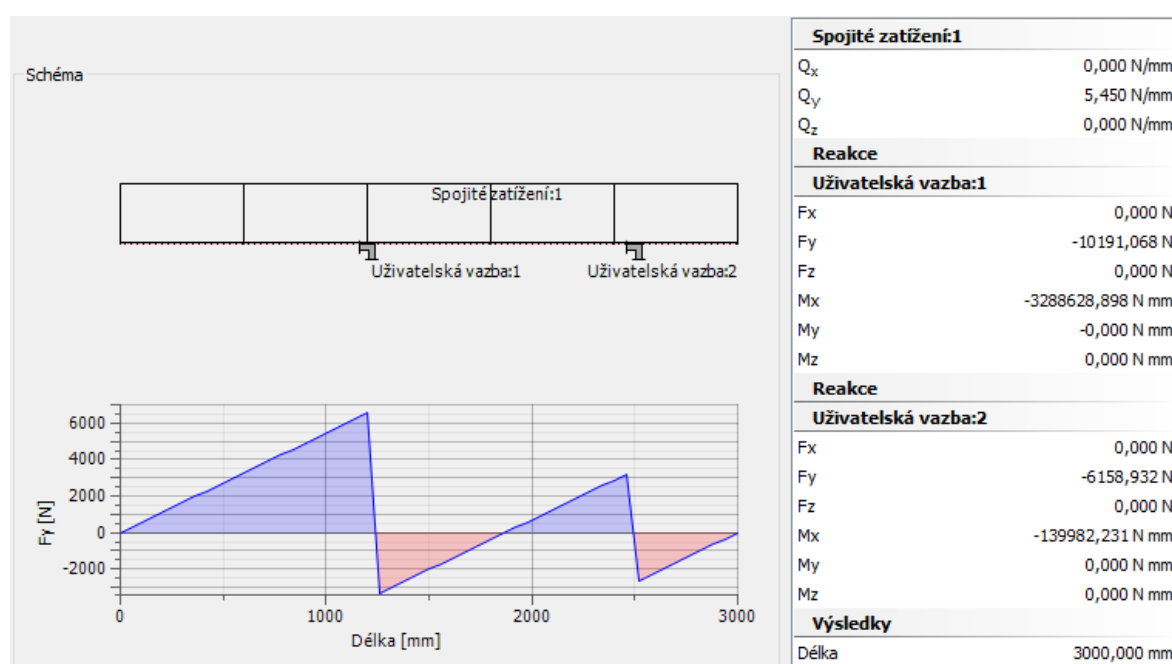
$$V = S \cdot l = 70685 \cdot 12500 = 0,8836 \text{ m}^3 \quad (2)$$



$$m = V \cdot \rho = 0,8836 \cdot 7860 = 6945 \text{ kg} \quad (3)$$

$$q = \frac{g \cdot m}{l} = \frac{9,81 \cdot 6945}{12500} = 5,45 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad (4)$$

Analýzu jsem provedl pro všechny délky nosníku, a to z důvodu abych odhalil případné extrémy, které se můžou vyskytnout u jednotlivých délek. Na Obr. 27 je možno vidět schéma zatížení sochoru s délkou 3000 mm na dvou podpěrách. Schémata zbylých nosníků se nachází v přílohách G, H, I, J, K. Výsledky analýzy jsou uvedeny v Tabulce č. 2.



Obr. 27 Příklad výpočtu reakcí pomocí rámových konstrukcí

Tabulka č. 2 Síla působící na jednotlivá ramena překladače

Délka sochoru [mm]	Reakce na podpěře 1 [N]	Reakce na podpěře 2 [N]	Reakce na podpěře 3 [N]	Reakce na podpěře 4 [N]	Reakce na podpěře 5 [N]
3000	10191	6159			
4200	10191	7303	5396		
5200	10191	7303	10845		
6200	10191	7303	16294		
8200	10191	7303	10354	16840	
12500	10191	7303	10355	17495	22781

Pro další výpočty jsem předpokládal zatížení na rameno překladače 22781 N. I přes to že zatížení na ostatních ramenech ani zdaleka nedosahovalo hodnot nejvíce zatíženého ramene, byl jsem nucen z důvodu, aby všechna ramena byla stejná, a tím došlo ke snížení výrobních nákladů, dimenzovat i méně zatížená ramena na nejvyšší zatížení.

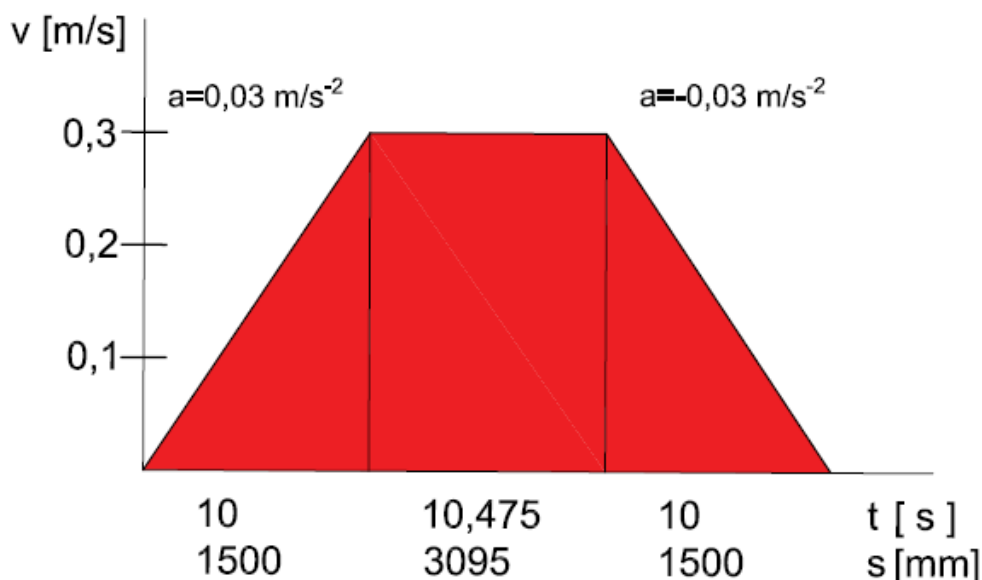
### Návrh pohybu vozíku po rameni

Výpočet času pro ujetí určené dráhy  $s$  zadanou průměrnou rychlostí  $v$  0,2 m/s.

$$t = \frac{s}{v} = \frac{6,095}{0,2} = 30,475 \text{ s} \quad (5)$$

Pro následující výpočty bylo potřeba zvolit maximální rychlost a zrychlení vozíku. Obě tyto hodnoty jsem musel zvolit tak, aby celý přesun z jedné strany ramene na druhou zabral cca 30,5 s a byla tak splněna podmínka zadané průměrné rychlosti.

Po vyzkoušení několika variant maximální rychlosti a zrychlení jsem zvolil jako vhodnou kombinaci maximální rychlost 0,3 m/s a zrychlení 0,03 m/s<sup>2</sup>, tato kombinace má dostatečně dlouhou dobu maximální rychlosti, a tudíž umožňuje i při nabírání sochoru z odkládacího roštu držet průměrnou rychlost blízko požadované hodnotě.



Obr. 28 Graf rychlosti vozíku

## 5.2 Volba, výpočet a specifikace použitých komponent

### Ložiska vozíku

Před samotnou volbou jsem si ujasnil síly, které budou na vozík působit. Celý vozík jsem konstruoval tak aby byl zatěžován pouze radiálně a všechny axiální síly jsem se snažil eliminovat na minimum. Z toho důvodu jsem zvolil válečková ložiska, která při menším průměru dokážou díky své čárové kontaktní ploše přenést větší zatížení než ložiska kuličková. Pro vozík jsem zvolil ložisko SKF N 306 ECP o průměru pro hřídel 30 mm a vnějším průměru 72 mm.

Pro zvolené ložisko jsem vypočetl jeho základní trvanlivost  $L_{10}$ . Kde  $C$  základní dynamická únosnost pro zvolené ložisko  $C=58,5$  kN, kde  $p$  je mocnitel typu ložiska, pro válečkové ložisko  $p=10/3$  a kde  $P$  je dynamické ekvivalentní zatížení. Pro tento případ vychází pouze z radiálního zatížení.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p = \left(\frac{58,5}{20}\right)^{\frac{10}{3}} = 35,78 \cdot 10^6 \text{ ot} \quad (6)$$

Poté co jsem vypočetl základní trvanlivost v otáčkách jsem jako doplněk k tomuto výpočtu vypočetl trvanlivost v hodinách  $L_{10h}$ .

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{58,5}{20}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 38} = 15700 \text{ hod} \quad (7)$$

Trvanlivost v hodinách vyšla 15700 hod což je ideální hodnota. Pro stroje pro přerušovaný provoz s požadovanou vysokou spolehlivostí, pomocné stroje, dopravníkové pásy a vozíky, je doporučená trvanlivost v hodinách 8000-15000 hod.

### Výpočet parametrů pro volbu motoru

Pro volbu elektromotoru je zapotřebí znát sílu potřebnou k tažení vozíku. Pro výpočet této síly je zapotřebí znát valivý odpor  $F_v$ , zrychlení  $a$  a součinitel tření  $f$ . Hmotnost  $m$ , pro kterou tažnou sílu počítám volím 2750 kg s ohledem na váhu přesouvaného sochoru s váhou vozíku a řetězu. Tření  $f$  volím 0,1 s ohledem na tření v ložiscích a tření v řetězovém vedení.

Výpočet valivého odporu. Kde  $F_N$  je normálová síla,  $\xi$  je rameno valivého odporu, pro styk ocel-ocel 0,05 mm a  $r$  je poloměr kola vozíku.

$$F_V = F_N \cdot \frac{\xi}{r} = m \cdot g \cdot \frac{\xi}{r} = 2750 \cdot 9,81 \cdot \frac{0,05}{75} = 18 \text{ N} \quad (8)$$

$$F = m \cdot a + m \cdot g \cdot f + F_V = 2750 \cdot 0,03 + 2750 \cdot 9,81 \cdot 0,1 + 18 = 2798 \text{ N} \quad (9)$$

Z vypočtené potřebné síly k tažení určíme krouticí moment  $M_k$ , který je potřeba vyvinout na hnané řetězové kolo průměru  $d=0,154 \text{ m}$ .

$$M_k = F \cdot \frac{d}{2} = 2798 \cdot 0,0775 = 217 \text{ Nm} \quad (10)$$

Nejdříve musím určit frekvenci  $f$  a následně jsem již schopen vypočítat potřebný výkon  $P$ .

$$f = \frac{v}{o} = \frac{v}{\pi \cdot d} = \frac{0,3}{\pi \cdot 0,154} = 0,62 \text{ s}^{-1} \quad (11)$$

$$P = M_k \cdot \omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot M_k \cdot f}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 217 \cdot 0,636}{60} = 14,45 \text{ W} \quad (12)$$

Výsledný potřebný výkon k tažení vozíku se sochozem je 14,45 W. Z důvodu že elektromotor s takovýmto výkonem se nevyrábí je potřeba použít motor s vyšším výkonem a převodovku s dostatečným převodem tak aby výsledný moment a otáčky odpovídaly požadovaným.

## Motor

Jako pohon jsem zvolil čtyř-pólový asynchronní motor řady RMS vyráběný firmou RAVEO s.r.o. Jedná se o motor s výkonem 1,1 kW kroutícím momentem 7,5 Nm při otáčkách  $1430 \text{ min}^{-1}$ .

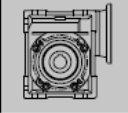
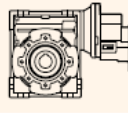

Třífázové 4-pólové asynchronní motory řady RMS - technické údaje

Označení	Velikost (IEC)	Výkon (kW)	Rychlost (ot/min)	Krouticí moment (N.m)	Jmenovitý proud (při 400 V)	Třída účinnosti	Váha (kg)
RMS5624	56	0,09	1360	0,63	0,45	IE1	3,2
RMS6314	63	0,13	1340	0,95	0,5	IE1	3,7
RMS6324	63	0,18	1310	1,31	0,7	IE1	4,2
RMS7114	71	0,25	1350	1,77	0,84	IE1	5,0
RMS7124	71	0,37	1370	2,58	1,11	IE1	5,8
RMS7134	71	0,55	1380	3,8	1,6	IE1	6,5
RMS8024	80	0,75	1430	5,1	2,0	IE2	9,8
<b>RMS90S4</b>	<b>90</b>	<b>1,1</b>	<b>1430</b>	<b>7,5</b>	<b>2,8</b>	<b>IE2</b>	<b>12,0</b>
RMS90L4	90	1,5	1430	10,2	3,7	IE2	13,5
RMS100LA4	100	2,2	1430	14,8	4,8	IE2	19

Obr. 29 Výběr motoru [6]

## Převodovka

Pro převod výkonu z motoru na hnanou hřídel volím šnekovou převodovku CM070, s možností připojení k jakémukoliv elektromotoru, s převodovým poměrem  $i=30$ , pro maximální výkon 1,5 kW s maximálními výstupními otáčkami  $47 \text{ min}^{-1}$  a maximálním výstupním točivým momentem 236 Nm.

$P_1$ [kW]	$n_2$ [ $\text{min}^{-1}$ ]	$M_2$ [Nm]	sf	i			
<b>1.5</b>							
90L4 (1400 $\text{min}^{-1}$ )	140	89	2.4	10	CM070		B5/B14
	93	129	1.7	15	CM070		B5/B14
	70	170	1.2	20	CM070		B5/B14
	56	205	0.9	25	CM070		B5/B14
	<b>47</b>	<b>236</b>	<b>1.0</b>	<b>30</b>	<b>CM070</b>		<b>B5/B14</b>

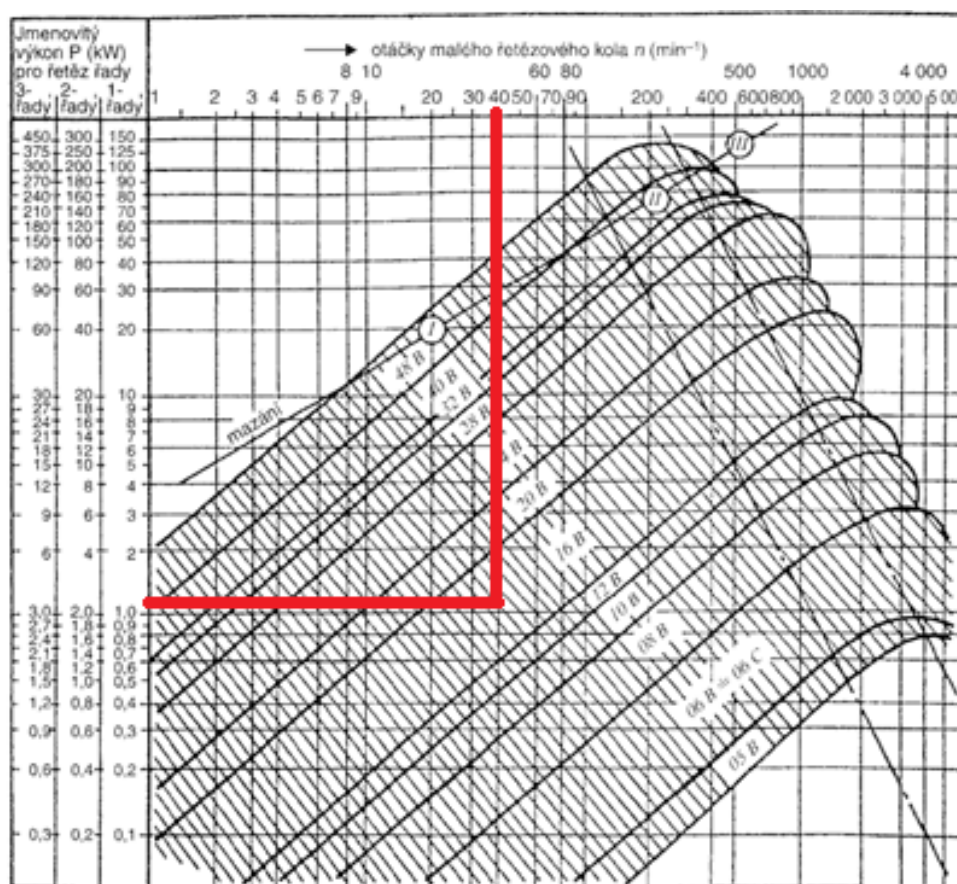
Obr. 30 Výběr šnekové převodovky [7]

## Řetěz

Pro pohon vozíku jsem zvolil válečkový řetěz 16 B. Do diagramu (viz Obr. 31) jsem nanesl na svislou osu sloupce 1-řadý výkon motoru, ten činí 1,1 kW a na druhou osu otáčky  $n$  které vychází z frekvence a vypočtou se jako frekvence vynásobena 60 tj počtem sekund v minutě.

(13)

$$n = f \cdot 60 = 0,62 \cdot 60 = 37,2 \text{ min}^{-1}$$



Obr. 31 Výkon a otáčky pro řetězy provedení B (ČSN 02 3311) [2]

Po spojení čar vycházejících z příslušných hodnot se spojnice nachází v poli 16 B

## Enkodér

K zjišťování pozice vozíku na rameni překladače existuje mnoho možností, já jsem jako vhodnou zvolil enkodér (katalogový list přílohy R,S), který se připevní na hnanou hřídel a bude počítat počet otáček hřídele a tuto hodnotu převede na vzdálenost od nulového bodu. Při vypnutí zařízení bude potřeba enkodér resetovat (znovu načíst nulu) k tomuto účelu je na rameni překladače namontován indukční senzor (katalogový list příloha W), který se

sepne, když na snímač najede kolo vozíku a tím dá systému příkaz pro nastavení nuly na enkodéru.

### Fotoelektrický senzor

Ke zjišťování polohy sochoru na valníku případně na odkládacím roštu jsem navrhl použití fotoelektrického senzoru. S tímto senzorem je možno sledovat vzdálenost objektu od senzoru až na vzdálenost 30 m (viz katalogový list příloha X). Senzor jsem umístil na držák, který je ve výšce 250 mm nad částí ramene po které se pohybuje vozík, a to z důvodu, aby se výška senzoru nacházela na úrovni sochoru v době, kdy se rameno nachází ve spodní poloze.

### Svěrné pouzdro

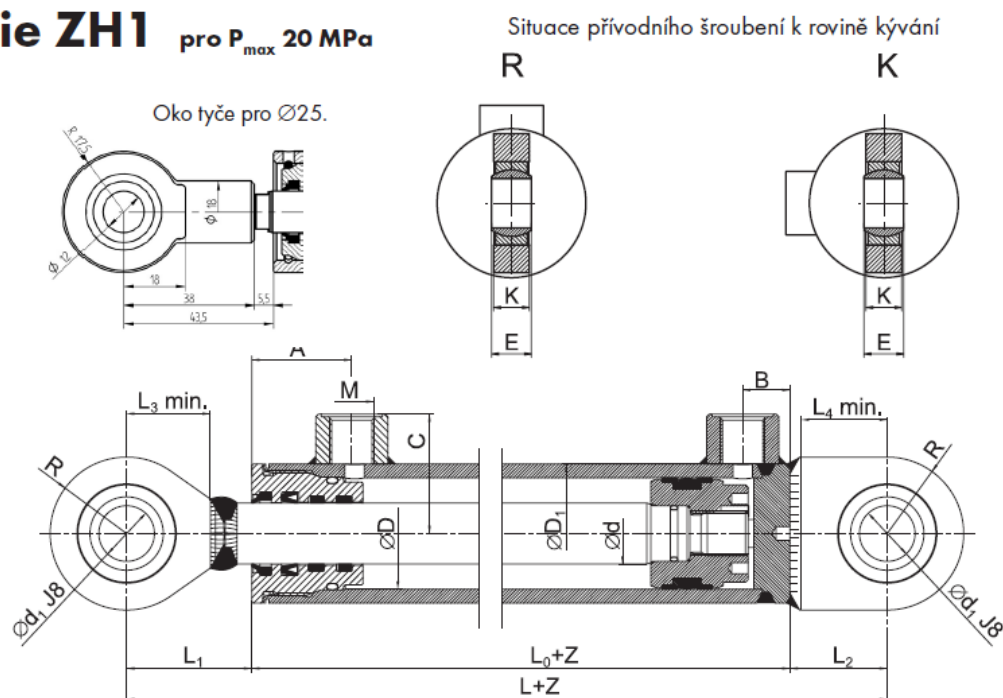
Svěrné pouzdro je součást, která umožňuje spojení hřídele s nábojem. Toto spojení jsem zvolil z důvodu, že hřídel, na které je svěrné pouzdro nebude třeba opracovávat, vytvářet na něm drážkování či podobné úpravy a tím zajistím větší zatěžovaný průměr. Použití svěrného pouzdra o typu KLEE 200 pro průměr hřídele 200 mm umožňuje přenášení kroutících momentů do velikosti 128060 Nm. Tato hodnota je pro toto použití více než dostačující z důvodu, že kroutící moment, který by způsobila váha celého převladače na konci nosného ramena, včetně součástí, které jsou pevné a ve skutečnosti nebudou toto zatížení způsobovat je nižší než maximální přenášený kroutící moment viz jednoduchý výpočet níže. Kde předpokládám že váha převladače  $m=20$  t a délka ramene  $l$  je z návrhu 640 mm.

$$M_k = m \cdot g \cdot l = 20000 \cdot 9,81 \cdot 0,64 = 125,5 \text{ kNm} \quad (14)$$

### Přímočarý hydromotor

Typ přímočarého motoru jsem volil podle hmotnosti celého převladače i s naloženým sochohem, kterou jsem opět vynásobil součinitelem 1,8, který má pokrýt všechny rázy a přídatná zatížení, která mohou vzniknout. Celková hmotnost převladače i se sochohem činí zhruba 20 t, tudíž válec, který jsem hledal disponuje silou pro zdvih minimálně 39,6 t.

Pro model jsem použil hydraulický válec o průměru 200 mm a průměru pístní tyče 110 mm (Katalogový list příloha T). Jelikož válec je vyráběný až podle požadavků musel jsem si podle vzorců dostupných na stránkách výrobce vypočítat jeho zdvižnou hmotnost.

**Série ZH1** pro  $P_{\max}$  20 MPa

Obr. 32 Náčrty hydraulického válce [8]

$\varnothing D$	$\varnothing d$	$\varnothing D_1$	$\varnothing d_1$	L	$L_0$	$L_1$	$L_2$	$L_3 \pm 1$	$L_4 \pm 1$	M	A	B	C	E	K	R	Hmotnost při zdvihu Z (kg)
180	90	210	90	547	262	155	130	113	113	42x2	100	75	130	60	55	110	101,90 + Z x 0,12200
180	100	210	90	547	262	155	130	113	113	42x2	100	75	130	60	55	110	107,50 + Z x 0,13400
200	100	245	100	602	302	160	140	123	123	42x2	120	85	145	70	60	120	146,30 + Z x 0,17100
200	110	245	100	602	302	160	140	123	123	42x2	120	85	145	70	60	120	147,80 + Z x 0,18400

Obr. 33 Výběr hydraulického válce [8]

Sílu hydraulického válce pro výsuv  $F_{vkg}$ . Kde  $r$  je poloměr hydraulického válce a  $p$  je tlak ve válci v barech jsem vypočetl následovně.

$$F_{vkg} = r^2 \cdot \frac{\pi}{100} \cdot p = 100^2 \cdot \frac{\pi}{100} \cdot 150 = 47\,124 \text{ kg} \quad (15)$$

Sílu pro zasouvání  $F_{zkg}$  jsem vypočetl následovně. Kde  $r_p$  je průměr pístní tyče.

$$F_{zkg} = (r^2 - r_p^2) \cdot \frac{\pi}{100} \cdot p = 100^2 \cdot \frac{\pi}{100} \cdot 150 = 32\,869 \text{ kg} \quad (16)$$

Síla pro zasouvání je nižší než navýšená zatěžující síla 39,6 t. Tento rozdíl můžu zanedbat, jelikož při spouštění se překladač bude snažit pouze vlivem gravitace dostat do své dolní polohy a nebude k tomu potřeba další přídavná síla.



## Nosná hřídel

Z důvodu že je třeba aby nosná hřídel unesla celý překladač a je namáhána kombinovaně na krut a na ohyb jsem se rozhodl zkontrolovat její bezpečnost na dané zatížení. Pro výpočet kombinovaného namáhání znám průměr hřídele  $d=200$  mm, Přibližnou hmotnost  $m$  jednoho ramene i se sochořem která činí cca 5 t a krouticí moment  $M_k$ , který jsem vypočetl u svěrného pouzdra 125,6 kNm.

Napětí v krutu  $\tau$  se vypočte jako podíl krouticího momentu  $M_k$  a modulu průřezu v krutu  $W_k$ , který je dán podílem polárního momentu průřezu  $J_p$  a vzdáleností krajního vlákna průřezu od neutrální osy  $e$ .

$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{J_p}{e}} = \frac{125600}{\frac{\pi \cdot 200^4}{32 \cdot \frac{200}{2}}} = \frac{125600000}{\frac{\pi \cdot 200^3}{16}} = 80 \text{ MPa} \quad (17)$$

Dále jsem vypočetl napětí v ohybu  $\sigma$ . Napětí počítám pro hřídel v místě, kde rameno nese jeden ložiskový domek.

Napětí v ohybu  $\sigma$  se vypočte jako podíl ohybového momentu  $M_o$ , kde ohybový moment se vypočte jako násobek hmotnosti ramena překladače  $m$ , gravitační konstanty  $g$  a vzdálenosti od středu ložiskového domku po střed nosného ramene překladače podělený modulem pružnosti v ohybu  $W_o$ . Kde se  $W_o$  rovná podílu kvadratického momentu  $J_z$  a vzdálenosti krajního vlákna od neutrální osy

$$\sigma = \frac{M_o}{W_o} = \frac{m \cdot g \cdot l}{\frac{J_z}{e}} = \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 222}{\frac{\pi \cdot 200^4}{64 \cdot \frac{200}{2}}} = \frac{125600000}{\frac{\pi \cdot 200^3}{32}} = 13,86 \text{ MPa} \quad (18)$$

Z obou vypočtených napětí jsem následně pomocí HMM hypotézy vypočetl redukované napětí  $\sigma_{red}$ .

$$\sigma_{redHMH} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{13,9^2 + 3 \cdot 80^2} = 139 \text{ MPa} \quad (19)$$

Výsledná hodnota redukovaného napětí je 139 MPa. Jelikož jsem hřídel navrhl z oceli 15 230.3 která má mez kluzu  $R_e$  635 MPa dosahuje hřídel dostatečné bezpečnosti.

## 6 MKP analýza

Cílem pevnostní analýzy bylo stanovit schopnost celého ramene překladače odolávat namáhání způsobeného sochorem a určit průhyb ramene v kritických místech. Předpokladem je že všechny součásti jsou dostatečně naddimenzované, aby odolaly namáhání způsobeného případnými rázy, jelikož MKP analýza, kterou jsem prováděl v programu Autodesk Inventor Professional 2018 je pouze statická. Z důvodu že jsem při všech návrzích pracoval se zvětšenou zatěžující silou, držel jsem se stejného principu i u MKP analýzy. Zatížení jsem Simuloval umístěním sochoru o váze 3,6 t, na vozík.

Z analýzy jsem vyloučil všechny součásti, které nejsou přímo namáhány sochorem anebo to jsou součásti, které zabraňují axiálnímu posuvu. Odstranění součástí zabraňující axiálnímu posuvu jsem si mohl dovolit, protože jsem celý překladač navrhoval tak, aby na něj žádné boční síly nepůsobily a jelikož v simulaci se jedná o ideální prostředí nedochází tam k vzniku těchto přídavných sil, které na reálném překladači mohou být.

Všechny automaticky vygenerované dotyky jsem upravil tak, aby odpovídali typu spojení, který jím přísluší. Dotyky u svaru a u svěrného pouzdra a v místech na které jsou nalisovaná ložiska jsem nastavil jako vázané, jelikož se jedná o typ spojení, který nedovoluje jakýkoliv pohyb součástí. Dotyk mezi pístnicí a válcem u hydraulického válce jsem nastavil jako posouvání bez oddělení, jelikož se vzájemně vůči sobě pouze posouvají. Všechny ostatní dotyky jsem nastavil jako separace, tato vazba dovoluje volný pohyb součástí bez vzájemného proniknutí.

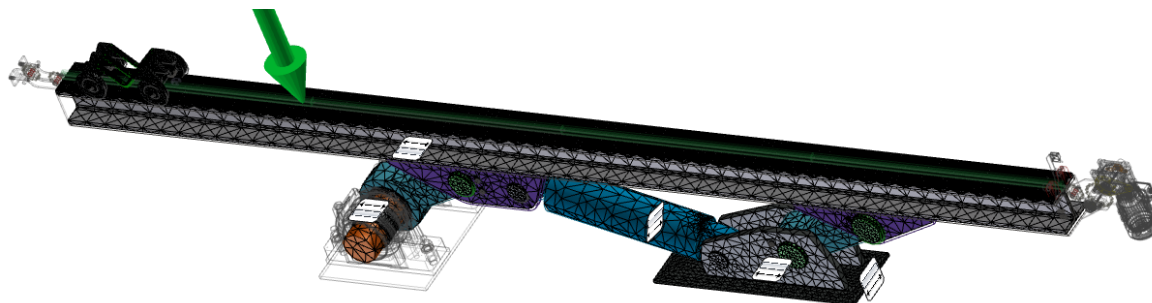
Analýzu jsem vypracovával dvakrát, pro dolní polohu, horní polohu, kde vozík byl na konci ramene, protože se jedná o místo, na kterém bude největší ohybový moment od vozíku.

Jako nastavení sítě u obou analýz jsem ponechal přednastavené hodnoty, tj. průměrná velikost prvku 0,1 a minimální velikost prvku 0,2. U nastavení konvergence jsem nastavil maximální počet upřesnění na 5 a jako kritérium zastavení jsem nastavil 15%

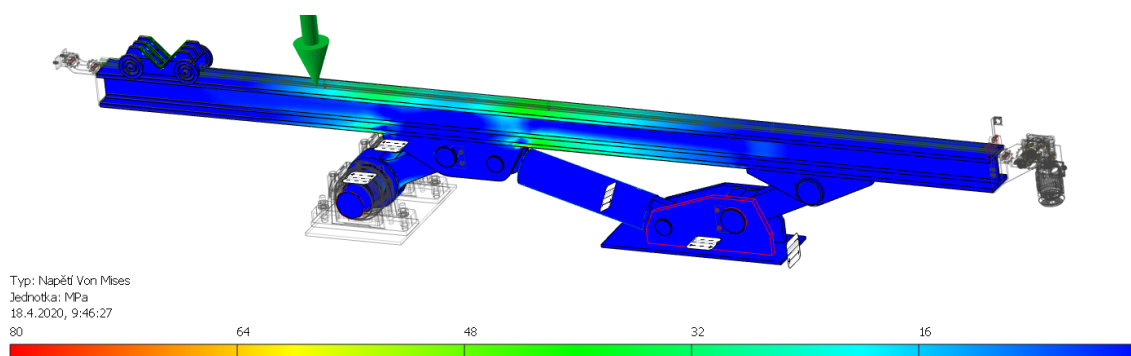
Vazby jsem u obou analýz umístil stejně, a to tak že na dotykovou plochu základny hydraulického válce s podlahou jsem použil vazbu ideální. To samé se týkalo boční strany základny hydraulického válce a nosného ramene, jelikož tato strana se opírá o betonový schod. Vazbu ideální jsem rovněž umístil i na oba kroužky ložiska (součást ložiskového domku která je v přímém kontaktu s hřídelí) a tím vytvořil opěrné body pro nosnou hřídel. Poslední ideální vazbu jsem umístil na spodní část pístnice hydraulického válce.

Jelikož jsem zatěžující sochor vymodeloval zvolil jsem jako typ zatížení gravitaci.

Po vygenerování sítě pro rameno v dolní poloze jsem dostal síť s 232505 prvky a 417181 uzly.

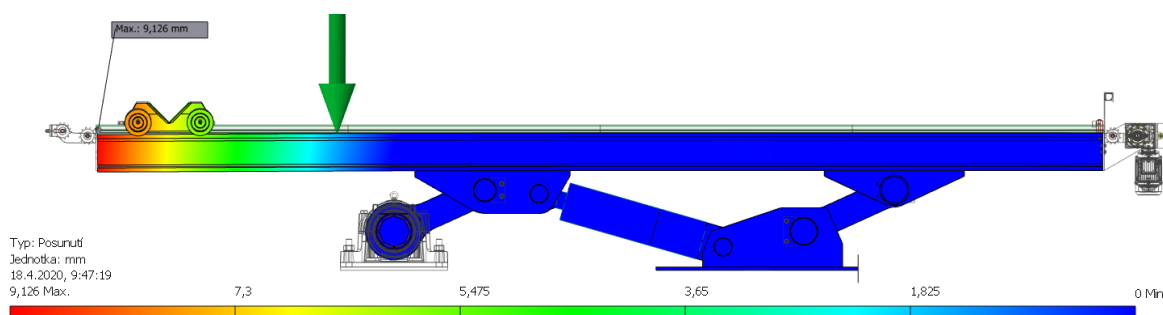


Obr. 34 Pohled na síť v dolní poloze ramene



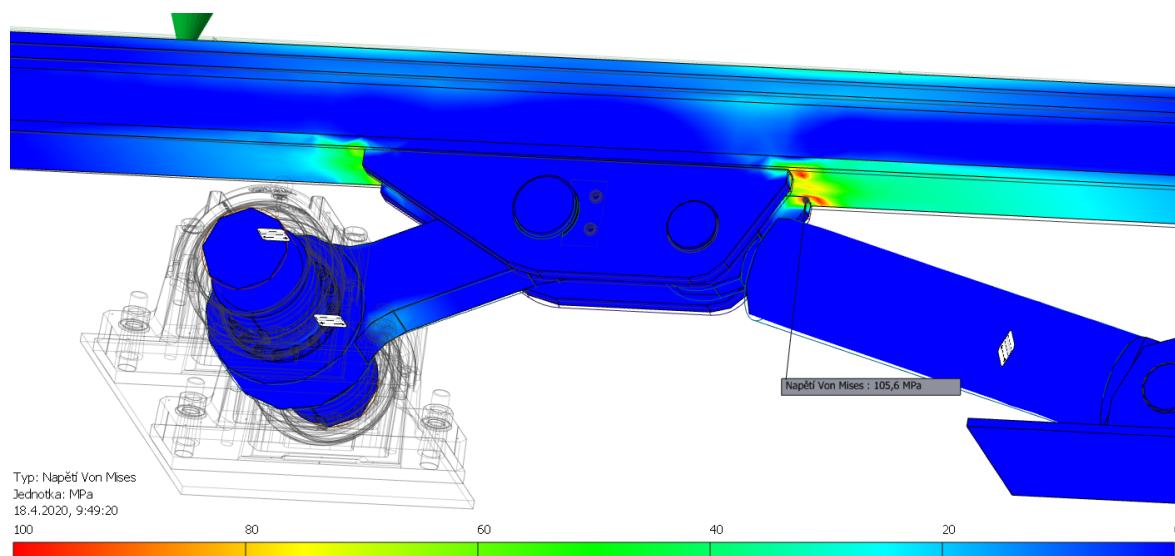
Obr. 35 Výsledek MKP analýzy v dolní poloze

Největší posunutí od původní polohy nastává, pokud je vozík na konci ramene na straně s největším převisem (viz Obr. 36), hodnota na konci nosníku v dolní poloze ramene je 9,1 mm což je přijatelná hodnota, jelikož délka převisu je přes dva metry. Rovněž v této poloze není možné, aby se na nosníku nacházel sochor, jelikož se jedná po polohu překladače pod úrovní valníku.



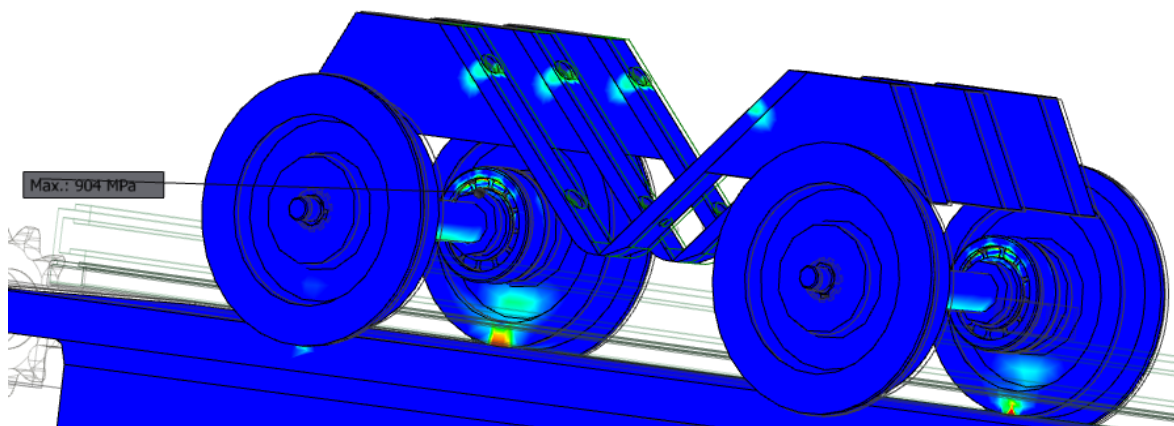
Obr. 36 Posunutí v dolní poloze

Nejvíce namáhané místo se nachází na vidlici u nejdelšího převisu, hodnota napětí v tomto místě činí cca 105 MPa. Tato hodnota je hodně mezní, jelikož mez v kluzu profilu HEM je 235 MPa i přes to pořád zůstává dostatečná rezerva pro rázy. Také zatěžující sochor má mírně větší hmotnost, než je skutečná zatěžující a tato okolnost hodnotu napětí v kritickém místě ještě zvětšuje a tím pádem poskytuje ještě větší rezervu pro skutečnou situaci na překladači.



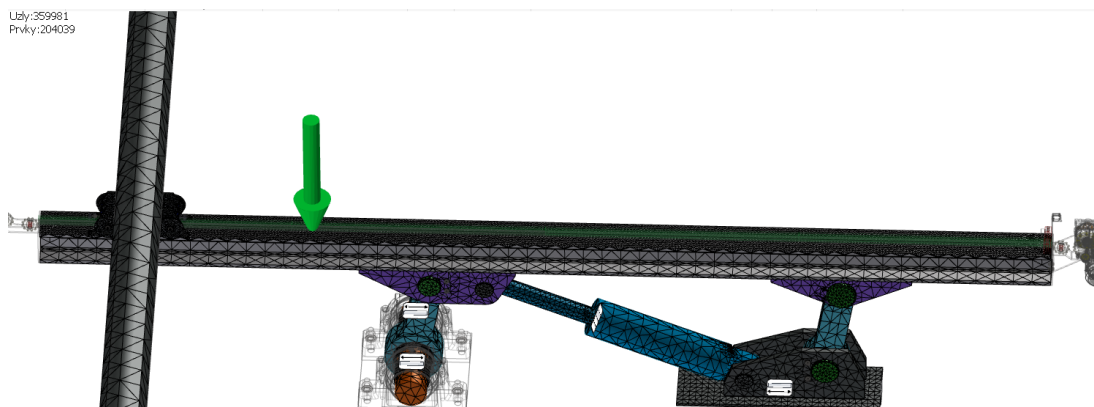
Obr. 37 Kritické místo v dolní poloze

Maximální hodnota namáhání v celé analýze byla 904 MPa a tato hodnota se nacházela na ložisku. Jelikož ložisko jsem pro dané namáhání kontroloval výpočtem pro daný typ ložiska, můžu si dovolit tento extrém přehlížet z důvodu, že životnost ložiska je pro dané použití dostatečná.

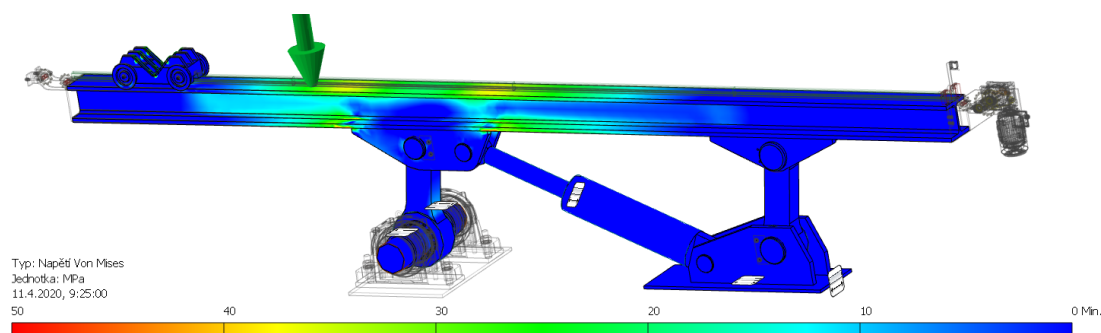


Obr. 38 Globální maximální napětí v dolní poloze

Analýzu jsem zopakoval pro překladač v horní poloze. Aktualizoval jsem síť, nová síť je složena z 204039 prvků a 359981 uzlů. Zatěžující síly a dotyky jsem ponechal stejné.

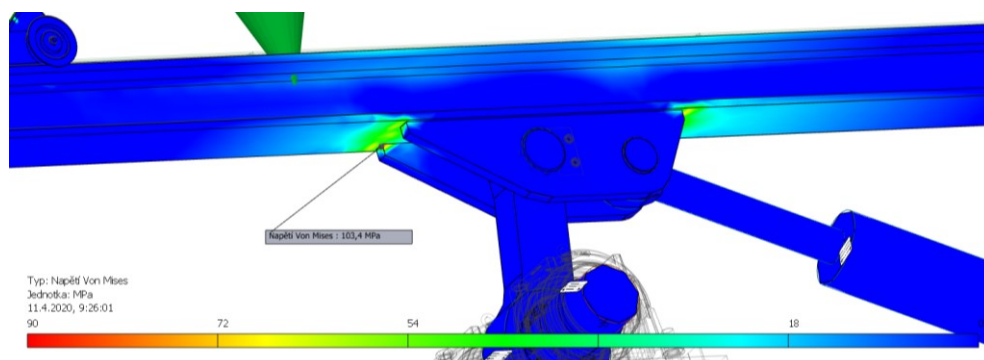


Obr. 39 Pohled na síť v horní poloze překladače



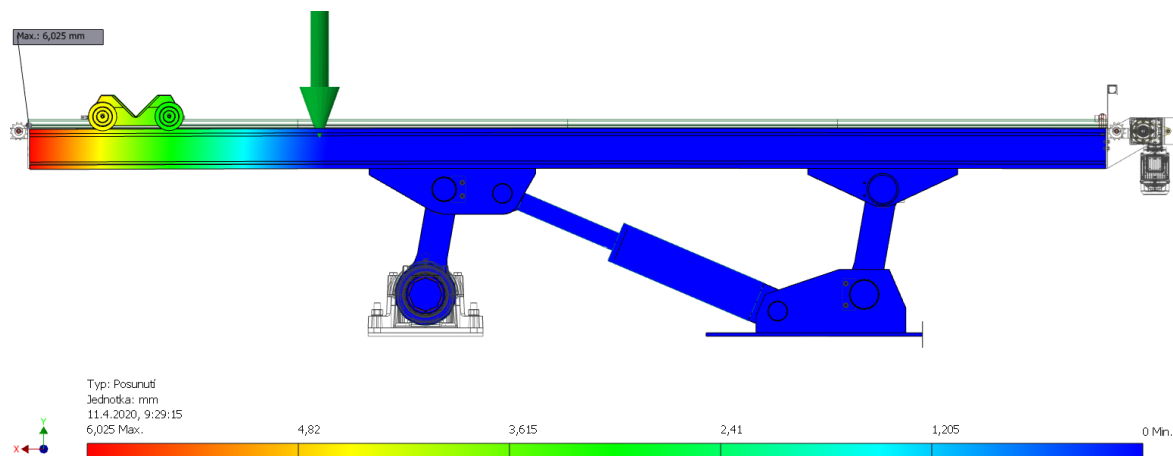
Obr. 40 Výsledek MKP analýzy v horní poloze

U této analýzy byla největší hodnota zatížení na rameni opět na vzdálenějším konci vidlice od nejdelšího převisu, tentokrát hodnota maximálního napětí byla 103 MPa. Tato hodnota se nacházela na rohu vidlice.



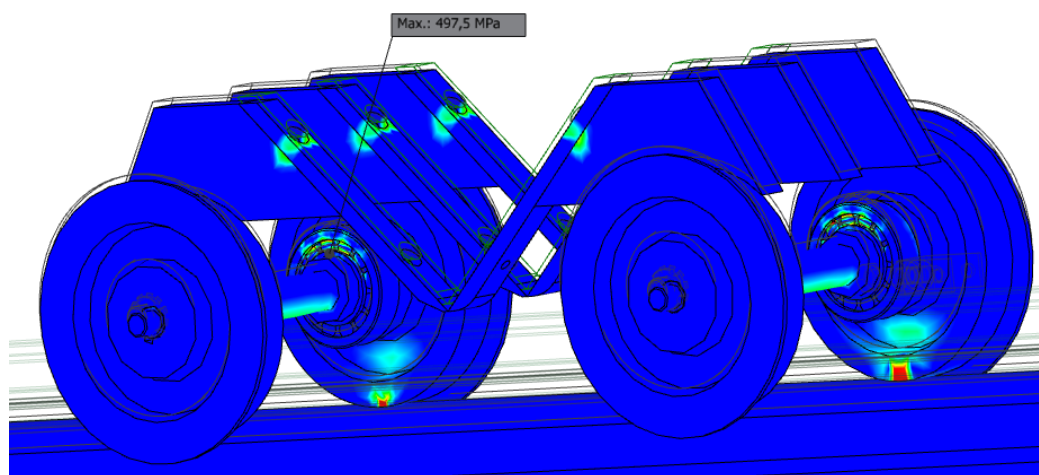
Obr. 41 Kritické místo v horní poloze

Rovněž posunutí na konci nejdelšího převisu činí pouze 6 mm což je více než příznivá hodnota pro převis dlouhý více než dva metry.



Obr. 42 Posunutí v horní poloze

Globální maximální napětí se nacházelo opět na ložisku. Hodnota v tomto případě činila 497 MPa a jelikož se jedná o hodnotu kterou jsem kontroloval výpočtem, můžu tuto hodnotu zanedbat.



Obr. 43 Globální maximální napětí v horní poloze

## 7 Návrh údržby

Poslední nejvíce vzdálené rameno od hydraulického válce je nejvíce namáhané. Při údržbě je třeba klást důraz na kontrolu tohoto ramene, jelikož na něm bude docházet k největšímu opotřebení součástí.

### Mazání řetězu

Pravidelné mazání řetězu má za důsledek jeho zvýšenou životnost. Jelikož rychlost řetězu je 0,3 m/s jedná se o pomaluběžný řetěz přenášející malý výkon a dostačující je ruční mazání, při pravidelných servisních prohlídkách, plastickým mazivem vhodným pro použití v prašném prostředí.

### Ložiska

Všechna ložiska s valivým elementem, která jsem na překladači použil jsou samomazná a utěsněná. Z tohoto důvodu na tyto ložiska nejsou kladeny speciální požadavky na údržbu a k jejich výměně dojde až na konci životnosti. Tyto zásady údržby platí rovněž pro ložiskové domky nesoucí celý překladač, jsou již od výroby mazána a utěsněna tudíž nevyžadují údržbu v průběhu životnosti.

Kluzná pouzdra umístěna na nosném rameni překladače nemusí být při provozu mazána, ale z důvodu zvýšení jejich životnosti je možné je domazávat plastickým mazivem

### Vložky vozíku

Vložky vozíku jsou součástí, které jsem navrhl pro snížení přímého opotřebení vozíku. Protože se jedná o součásti, které se budou rychleji opotřebovávat je vhodná pravidelná vizuální kontrola v rámci pravidelných servisních prohlídek a v případě potřeby okamžitá výměna za novou vložku.

### Hydraulický válec

Kontrola hydraulického válce obsluhou má být prováděna denně, na této prohlídce se zkontroluje funkčnost válce, zda jeho pohyb není výrazně pomalejší proti normálnímu stavu a dále zda se v okolí hydraulického systému nenachází úniky hydraulického oleje, které by mohly být způsobené netěsností některého prvku soustavy.

Dále při pravidelných servisních kontrolách má kontrolor vizuálně kontrolovat celý hydraulický válec a hledat místa na kterých prosakuje olej či případně poškození na jakékoliv části hydraulického válce.

## 8 Porovnání s provedením Třinecké projekce

Z právních důvodů mi Třineckou projekcí a.s. nebylo dovoleno zveřejňovat fotky, či modely jejich provedení překladače. A z důvodu krizové situace v ČR, nebyla možnost navštívit provoz, ve kterém je překladač umístěn, tak jsem nucen při porovnávání vycházet pouze z krátkého videa.

Hlavní rozdíl mezi oběma překladači je v pojezdové části ramene. V mém provedení se vozík pohybuje po horní části ramene, zato TP využila dvou spojených U profilů s mezerou a umístila vozík dovnitř vzniklého profilu, tímto krokem zajistila to, že se vozík nachází níže a nad povrch ramene vylézá pouze část vozíku nesoucí sochor. Tímto řešením také zabránila nechtěnému naklápění vozíku jelikož kolo je U profilem „obejmuto“ a tím pádem nemůže dojít k naklonění vozíku. Toto řešení umístění vozíku zvolené firmou je z mého pohledu elegantnější a rovněž bere větší ohled na bezpečnost provozu, jelikož pohyblivé části jsou z velké míry umístěny uvnitř a tím pádem je menší šance, že by se při provozu někdo zranil.

Dalším velkým rozdílem je pohyb při zvedání. V mém provedení je rameno v dolní poloze pod úhlem  $21^\circ$  a pohybuje se do polohy  $81^\circ$ , zato podle videa soudím že ramena v provedení od firmy jsou mnohem kratší, rovněž jejich upevnění se nachází výše nad podlahou. V dolní poloze jsou ramena z firemního provedení vodorovně s podlahou, a tudíž při zvedání musí přenášet mnohem větší zatížení a v horní poloze se nosná ramena navržené firmou nacházejí pod ostrým úhlem a tím pádem musí přenášet mnohem větší boční sílu do základů.

Bohužel na videu není patrné, jakým mechanismem probíhá samotné zvedání. Byl jsem srozuměn, že taky jako v mém případě probíhá pomocí hydraulického válce, ale kvůli tomu, že rameno je umístěné skoro horizontálně musí být zvedání vyřešeno jinak než v mém případě působením přímo na rameno.

I přesto, že jsem svůj návrh vypracovával bez toho abych znal firmou provedený návrh, obě řešení jsou postaveny na stejných základech, tj. vozík pro přesun a zdvihání pomocí hydraulického válce. I přes tuto schodu je každé provedení z konstrukčního hlediska hodně jiné a každý návrh má své výhody a nevýhody. Myslím si, že uložení vozíku uvnitř profilu, jak to ve svém provedení má firma je výhodné hlavně z důvodu snížení výšky vozíku. Zato mé provedení má výhodnější pohybové vlastnosti z hlediska zvedání, jelikož není třeba překladač zvedat z tak malého úhlu, a to přispívá k lepším silovým poměrům.



## Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout překladač, který bude schopen překládat v zadání definované sochory a rovněž jej bude možno zakomponovat do současné výrobní linky. Toto zadání jsem dle mého názoru splnil, jelikož překladač by měl zvládnout požadované zatížení a rovněž je možno jej zakomponovat do současné výrobní linky, tato podmínka byla splněna minimální úpravou odkládacího roštu, která nemá vliv na jeho funkčnost.

V části výběr konceptů jsem si specifikoval tři různé koncepty pro zvedání a tři různé koncepty pro posouvání. Všechny navržené koncepty byly jiné a lišili se od sebe jak způsobem pohonu, tak konstrukcí a z toho důvodu jsem následně byl schopen zvolit nejvhodnější kombinaci.

Při navrhování jsem se snažil konstruovat vše tak, aby se co největší množství součástí dalo koupit a tím pádem jsem strávil značnou část navrhování prohledáváním trhu a hledáním kompatibilních součástí které se následně spojili se mnou navrženými prvky. Rovněž díky spolupráci s TŘINECKOU PROJEKČÍ a.s. jsem získal lepší povědomí o ekonomičnosti výroby navrhnutých součástí.

MKP analýzu jsem vypracovával pouze pro jedno rameno překladače. U analýzy jsem převážně kontroloval posunutí od původní polohy, a to hlavně u více než dva metry dlouhého převisu. Při návrhu jsem se totiž obával, že průhyb bude velký a znemožní tak fungování překladače, avšak analýza ukázala že průhyb se pohybuje kolem hodnoty 9 mm, který je pro fungování vyhovující. Před použitím v praxi bylo třeba zpracovat analýzu kompletního překladače. Jelikož se celý překladač skládá z velkého množství součástí a já jsem nebyl schopen tuto analýzu vypracovat, z důvodu že nedisponuji dostatečně výkonným hardwarem pro takhle náročný výpočet.

## Poděkování

Chtěl bych chtěl poděkovat panu Ing. Stanislavu Smigovi vedoucímu divize TPt-technologická zařízení, představiteli firmy TŘINECKÁ PROJEKCE a. s. za cenné rady, věcné připomínky a doporučení, které mi poskytnul při konzultacích. Dále. bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Tomáši Kubínovi Ph.D. za podnětné rady a připomínky při zpracovávání této práce

## Seznam obrázků

Obr. 1 Půdorysný pohled řešeného úseku linky .....	12
Obr. 2 Řez linkou .....	13
Obr. 3 Překladač firmy KLL-Konstrukční kancelář s. r. o. [4] .....	13
Obr. 4 Zařízení pro manipulaci se sochory USA [5] .....	14
Obr. 5 Proces kontinuálního lití [1] .....	15
Obr. 6 Náskres konceptu schodišťového dopravníku .....	16
Obr. 7 Náskres konceptu posuvného klínu .....	17
Obr. 8 Náskres konceptu vozíku .....	17
Obr. 9 Náskres konceptu zvedání pomocí ozubených kol .....	18
Obr. 10 Náskres konceptu zvedání pomocí hydraulického válce .....	19
Obr. 11 Výsledná sestava překladače .....	21
Obr. 12 Model vozíku .....	22
Obr. 13 Uložení hřídele ve vozíku .....	23
Obr. 14 Uložení sochory na vozíku .....	23
Obr. 15 Krajní polohy ramene .....	24
Obr. 16 Rameno překladače s hydraulickým válcem .....	25
Obr. 17 Boční pohled na rameno s hydraulickým pístem .....	25
Obr. 18 Půdorysný pohled na hnací část řetězového pohonu .....	26
Obr. 19 Upevnění elektromotoru s převodovkou .....	27
Obr. 20 Napínání řetězu .....	27
Obr. 21 Kluzný profil .....	28
Obr. 22 Dorazy vozíku .....	28
Obr. 23 Rameno překladače bez hydraulického válce .....	29
Obr. 24 Půdorysný pohled na překladač .....	29
Obr. 25 Celková sestava překladače s okolím .....	30
Obr. 26 Umístění ramen pod sochorem .....	32
Obr. 27 Příklad výpočtu reakcí pomocí rámových konstrukcí .....	33
Obr. 28 Graf rychlosti vozíku .....	34
Obr. 29 Výběr motoru [6] .....	37
Obr. 30 Výběr šnekové převodovky [7] .....	37
Obr. 31 Výkon a otáčky pro řetězy provedení B (ČSN 02 3311) [2] .....	38
Obr. 32 Náskres hydraulického válce [8] .....	40
Obr. 33 Výběr hydraulického válce [8] .....	40
Obr. 34 Pohled na síť v dolní poloze ramene .....	43
Obr. 35 Výsledek MKP analýzy v dolní poloze .....	43
Obr. 36 Posunutí v dolní poloze .....	43

Obr. 37 Kritické místo v dolní poloze.....	44
Obr. 38 Globální maximální napětí v dolní poloze.....	44
Obr. 39 Pohled na síť v horní poloze překladače.....	45
Obr. 40 Výsledek MKP analýzy v horní poloze .....	45
Obr. 41 Kritické místo v horní poloze .....	45
Obr. 42 Posunutí v horní poloze .....	46
Obr. 43 Globální maximální napětí v horní poloze .....	46

## Literatura

- [1] IRWING, W. R. *Continuous casting of steel*. London: Institute of Materials, 1993. Book, 584. ISBN 0-901716-53-7
- [2] Zdroj: LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření*. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 9788073611118. Výkon a otáčky pro řetězy provedení B (ČSN 02 3311),
- [3] O nás. *TŘINECKÁ PROJEKCE, a.s.* [online]. Copyright © 2017 TŘINECKÁ PROJEKCE, a.s. [cit. 11.12.2019]. Dostupné z: <https://www.tp.trz.cz/o-nas>
- [4] Překladač sochorů – pro Koma Industry, a. s. Ostrava [online]. 2016 [cit. 28.4.2020]. Dostupné z: [http://www.kll.cz/pages/periferie\\_lisu\\_TZ.html](http://www.kll.cz/pages/periferie_lisu_TZ.html)
- [5] Google Patents [online] [cit. 11.12.2019]. Dostupné z: <https://patents.google.com/patent/US3601263A/en?q=US+3601263>
- [6] RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION [online]. Copyright © [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: [https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/11/ac-motory-raveo-2016-11\\_3.pdf](https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2016/11/ac-motory-raveo-2016-11_3.pdf)
- [7] RAVEO s.r.o. | WORLD OF MOTION [online]. Copyright © [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: [https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2019/04/transtecno\\_cm-cmp\\_worm\\_gearmotors\\_2018\\_en\\_v1018a.pdf](https://www.raveo.cz/sites/default/files/download/2019/04/transtecno_cm-cmp_worm_gearmotors_2018_en_v1018a.pdf)
- [8] Hydraulické válce české výroby - Hydraulics s.r.o. [online]. Copyright © v [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/zh1.pdf>
- [9] 301 Moved Permanently [online], [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: [https://www.norelem.com/xs\\_db/DOKUMENT\\_DB/www/NORELEM/Technische\\_Hinweise/Rollenketten/Technicky-pokyn-pro-valeckove-retezy-CZ.pdf](https://www.norelem.com/xs_db/DOKUMENT_DB/www/NORELEM/Technische_Hinweise/Rollenketten/Technicky-pokyn-pro-valeckove-retezy-CZ.pdf)
- [10] MIDOL [online]. 2015 Copyright © [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <http://tempwebmiumusersrecovery.blob.core.windows.net/users/113792/assets/5e9b09b7062c476683c372a0cd5272a6/kluznapouzdra.pdf>
- [11] SKF. [online], [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/bearing-units>
- [12] SKF. [online], [cit. 28.04.2020]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/products/plain-bearings>

## Seznam příloh

Příloha A.-	Výkres-Překladač sochorů.....	I
Příloha B.-	Výkres-Sestava pojezdu.....	I
Příloha C.-	Výkres-Vozík.....	I
Příloha D.-	Výkres-Svařenec.....	I
Příloha E.-	Výkres-Podvozek.....	I
Příloha F.-	Výkres-Hřídel.....	I
Příloha G.-	Výpočet reakcí pro sochor o délce 4500 mm .....	I
Příloha H.-	Výpočet reakcí pro sochor o délce 5200 mm .....	II
Příloha I.-	Výpočet reakcí pro sochor o délce 6200 mm.....	II
Příloha J.-	Výpočet reakcí pro sochor o délce 8200 mm.....	III
Příloha K.-	Výpočet reakcí pro sochor o délce 12500 mm .....	IV
Příloha L.-	Katalogový list Ložiskového domku SNLN 3044 1/2.....	V
Příloha M.-	Katalogový list Ložiskového domku SNLN 3044 2/2.....	VI
Příloha N.-	Katalogový list malé ozubené kolo 1/2 .....	VII
Příloha O.-	Katalogový list malé ozubené kolo 2/2 .....	VIII
Příloha P.-	Katalogový list kluzné vedení ETA .....	IX
Příloha Q.-	Katalogový list velkého ozubeného kola.....	X
Příloha R.-	Katalogový list enkodér 1/2 .....	XI
Příloha S.-	Katalogový list enkodér 2/2 .....	XII
Příloha T.-	Katalogový list hydraulický válec.....	XIII
Příloha U.-	Katalogový list dorazu.....	XIV
Příloha V.-	Katalogový list svěrného pouzdra .....	XV
Příloha W.-	Katalogový list indukčního senzoru .....	XVI
Příloha X.-	Katalogový list fotoelektrického senzoru .....	XVII
Příloha Y.-	Katalogový list zubové spojky .....	XVIII